

## Trabajo Fin de Grado

Análisis y dimensionamiento de  
plataforma elevadora para carga máxima de 200 kg  
y altura de plataforma de 7 metros

Autor

Fibicio Diego Hernández Aisa

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Universidad de Zaragoza / Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2019

# Memoria

Análisis y dimensionamiento de  
plataforma elevadora para carga máxima de 200 kg  
y altura de plataforma de 7 metros

## Índice

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>5</b>
<b>2. INTRODUCCIÓN A LAS PLATAFORMAS ELEVADORAS. ....</b>	<b>6</b>
2.1 PARTES QUE COMPONEN LA PLATAFORMA ELEVADORA DE BRAZO.....	6
<b>3. MODELO INICIAL Y REFERENCIAS .....</b>	<b>8</b>
3.1 HIPÓTESIS Y MEDIDAS INICIALES .....	8
3.2 CARGA NOMINAL.....	9
3.2.1 <i>Cálculo de la carga nominal.....</i>	<i>9</i>
3.2.2 <i>Distribución de cargas en la plataforma.....</i>	<i>10</i>
3.3 NOMENCLATURA DE LA CESTA DE TRABAJO .....	11
3.3.1 <i>Baranda.....</i>	<i>12</i>
3.3.2 <i>Barandilla .....</i>	<i>12</i>
3.3.3 <i>Travesaños .....</i>	<i>13</i>
3.4 NOMENCLATURA DEL CUADRILÁTERO ARTICULADO.....	13
3.4.1 <i>Numeración de las barras del cuadrilátero articulado .....</i>	<i>13</i>
3.4.2 <i>Numeración de los puntos del cuadrilátero articulado.....</i>	<i>14</i>
3.5 NOMENCLATURA PLACA Y BRAZO .....	14
3.5.1 <i>Placa (barra 5).....</i>	<i>14</i>
3.5.2 <i>Brazo .....</i>	<i>15</i>
<b>4. DISEÑO DE LA CESTA DE TRABAJO .....</b>	<b>16</b>
4.1 DISEÑO BARANDA.....	16
4.1.1 <i>Reacciones en la baranda .....</i>	<i>16</i>
4.1.2 <i>Dimensionamiento de la baranda.....</i>	<i>17</i>
4.2 DISEÑO BARANDILLA .....	18
4.2.1 <i>Reacciones en la barandilla.....</i>	<i>18</i>
4.2.2 <i>Dimensionamiento de la barandilla.....</i>	<i>19</i>
4.3 DISEÑO TRAVESAÑOS .....	20
4.4 PESO TOTAL DE LA CESTA DE TRABAJO .....	23
<b>5. REACCIONES EN EL CUADRILÁTERO ARTICULADO .....</b>	<b>27</b>
5.1 ECUACIONES DE EQUILIBRIO EN LA BARRA 1 .....	27
5.2 ECUACIONES DE EQUILIBRIO EN LA BARRA 2 .....	28
5.3 ECUACIONES DE EQUILIBRIO EN LA BARRA 3 .....	29
5.4 ECUACIONES DE EQUILIBRIO EN EL PASADOR (PUNTO C).....	29
<b>6. PROYECCIONES DE LAS REACCIONES Y DIAGRAMAS DE ESFUERZOS BARRAS 1 Y 3.....</b>	<b>30</b>
6.1 PROYECCIONES Y DIAGRAMAS DE ESFUERZO EN LA BARRA 1 .....	30
6.2 PROYECCIONES Y DIAGRAMAS DE ESFUERZO DE LA BARRA 3 .....	32
<b>7. REACCIONES Y CÁLCULO DE LOS PASADORES .....</b>	<b>34</b>
7.1 CALCULO POR CORTANTE DIRECTO.....	35
7.2 CÁLCULO POR APLASTAMIENTO.....	36
7.2.1 <i>Barra 1.....</i>	<i>36</i>
7.2.2 <i>Barra 2.....</i>	<i>36</i>
7.2.3 <i>Barra 3.....</i>	<i>36</i>
7.2.4 <i>Orejeta cilindro.....</i>	<i>37</i>
7.2.5 <i>Barra 5.....</i>	<i>37</i>

<b>8.</b>	<b>DIMENSIONAMIENTO DE LAS BARRAS 1 Y 3 .....</b>	<b>38</b>
8.1	BARRA 1 .....	38
8.2	BARRA 3 .....	41
<b>9.</b>	<b>DIMENSIONAMIENTO BARRA 2.....</b>	<b>43</b>
<b>10.</b>	<b>DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO HIDRÁULICO DEL CUADRILÁTERO ARTICULADO</b>	
	<b>48</b>	
10.1	DIMENSIONAMIENTO DEL PISTÓN .....	48
10.2	DIMENSIONAMIENTO DEL VÁSTAGO .....	49
<b>11.</b>	<b>DIMENSIONAMIENTO PLACA (BARRA 5) Y CILINDRO DE ACCIONAMIENTO .....</b>	<b>51</b>
11.1	REACCIONES BARRA 5.....	51
11.2	CÁLCULO PESO CUADRILÁTERO Y CENTRO DE MASAS .....	51
11.3	FUERZAS RESULTANTES .....	53
11.4	DIMENSIONAMIENTO BARRA 5.....	54
11.4.1	<i>Diseño inicial .....</i>	<i>54</i>
11.4.2	<i>Diseño final.....</i>	<i>55</i>
11.5	DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO DE ACCIONAMIENTO DE LA PLACA.....	57
11.5.1	<i>Dimensionamiento del pistón .....</i>	<i>58</i>
11.5.2	<i>Dimensionamiento del vástago .....</i>	<i>58</i>
<b>12.</b>	<b>DIMENSIONAMIENTO BRAZO Y CILINDRO DE ACCIONAMIENTO .....</b>	<b>61</b>
12.1	ECUACIONES DE EQUILIBRIO EN EL BRAZO .....	62
12.2	PROYECCIONES DE LAS REACCIONES Y DIAGRAMAS DE ESFUERZO.....	62
12.3	CÁLCULO DE LOS PASADORES .....	65
12.3.1	<i>Cálculo por cortante directo.....</i>	<i>66</i>
12.3.2	<i>Cálculo por aplastamiento .....</i>	<i>67</i>
12.4	DIMENSIONAMIENTO BRAZO .....	67
12.5	REDIMENSIONAMIENTO DEL BRAZO .....	71
12.5.1	<i>Diagramas de esfuerzos.....</i>	<i>71</i>
12.5.2	<i>Comprobación de los pasadores .....</i>	<i>72</i>
12.6	CÁLCULO DEL CILINDRO DE ACCIONAMIENTO .....	73
12.6.1	<i>Dimensionamiento del pistón .....</i>	<i>73</i>
12.6.2	<i>Dimensionamiento del vástago .....</i>	<i>73</i>
<b>13.</b>	<b>ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS EN SOLIDWORKS .....</b>	<b>76</b>
13.1	ANÁLISIS PLATAFORMA ELEVADORA .....	76
13.2	ANÁLISIS PASADORES.....	80
<b>14.</b>	<b>CONCLUSIÓN .....</b>	<b>82</b>
<b>15.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>83</b>

## 1. Introducción

La realización de este proyecto tiene como objeto, el estudio, análisis y posterior dimensionado de una plataforma elevadora. Dicha plataforma estará destinada a un uso de personal competente con la necesidad de trabajar a una determinada altura.

Antes de todo se ha llevado a cabo un análisis e investigación sobre los distintos tipos de plataformas elevadoras existentes, consultando libros, textos y la documentación necesaria para tener conocimiento del tema, incluyendo normativas vigentes aplicables a estas determinadas plataformas.

Una vez adquirido dicho conocimiento, se procederá a la búsqueda de información más detallada de modelos existentes en el mercado, facilitándonos así el diseño de la plataforma.

En primer lugar, se realizará el dimensionado de la cesta, comenzando con unos criterios iniciales de diseño siguiendo la norma vigente aplicable a este tipo de plataformas. En este punto se elegirán los materiales y se fijará un coeficiente de seguridad adecuado al uso de la máquina.

Se establecerán las cargas que se transmiten a la estructura analizando el mecanismo en distintas posiciones, y así, encontrar la posición más desfavorable para obtener información del caso más crítico. Para llevar a cabo este cálculo, se realizarán los diagramas de sólido libre para cada posición y se calcularán todas reacciones con el programa EES.

Una vez obtenidas las reacciones, se calcularán las tensiones en la posición más desfavorable mediante la teoría de cortante máximo y así se podrá dimensionar cada uno de los componentes de la plataforma elevadora.

Existirán apartados donde se estudie los cilindros hidráulicos necesarios en este estudio, realizando un dimensionamiento y definiendo las distintas características necesarias.

Para finalizar el estudio y para verificar que el diseño y los materiales utilizados son válidos, se procederá a un estudio estático por elementos finitos mediante el programa SolidWorks.

El proyecto se centrará exclusivamente en el dimensionamiento de la estructura de la plataforma, excluyendo así, un estudio eléctrico, así como el diseño del chasis de la plataforma.

## 2. Introducción a las plataformas elevadoras.

Una plataforma elevadora (PEMP) es un dispositivo mecánico que tiene como objeto facilitar el trabajo necesario a una determinada altura.

Dentro de la amplia gama de plataformas elevadoras existen distintos tipos, los cuales se comentarán a continuación y así se podrá distinguir la maquinaria que tendrá como objeto de estudio en este proyecto.

Según la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016 aplicable a plataformas elevadoras móviles de personal, se clasifican, en función del centro de gravedad de la carga vertical, en dos tipos:

- *Grupo A: PEMP en las que la proyección vertical del centro de gravedad de la carga esta siempre en el interior de las líneas de vuelco, en todas las configuraciones de la plataforma y a la máxima inclinación del chasis especificada por el fabricante.*
- *Grupo B: Todo el resto de PEMP.*

Según sus posibilidades de traslación, se clasifican en tres tipos:

- Tipo 1: La traslación solo es posible si la PEMP se encuentra en la posición de transporte
- Tipo 2: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada solo se controla por un órgano situado sobre el chasis.
- Tipo 3: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada se controla por un órgano situado sobre la plataforma de trabajo.

La plataforma escogida para estudio en este proyecto pertenece al grupo B y es de tipo 3, llamada en este caso plataforma elevadora de brazo.

La PEMP escogida, tiene la capacidad de altura útil de trabajo máxima de 7 metros, pudiéndose controlar directamente desde la plataforma de trabajo, en este caso desde la cesta.

Esta plataforma está destinada para instalaciones a determinadas alturas, trabajos de mantenimiento, etc.

### 2.1 Partes que componen la Plataforma Elevadora de Brazo

La plataforma elevadora se compone de distintas partes diferenciadas, explicadas brevemente a continuación:

- Plataforma o cesta de trabajo:

La plataforma o cesta de trabajo es la zona donde los operarios realizan el trabajo, con hueco suficiente para colocar las herramientas que sean necesarias. En este tipo de plataformas la cesta de trabajo suele ser amplia, esto dará un plus de seguridad y comodidad a la hora de realizar los trabajos.

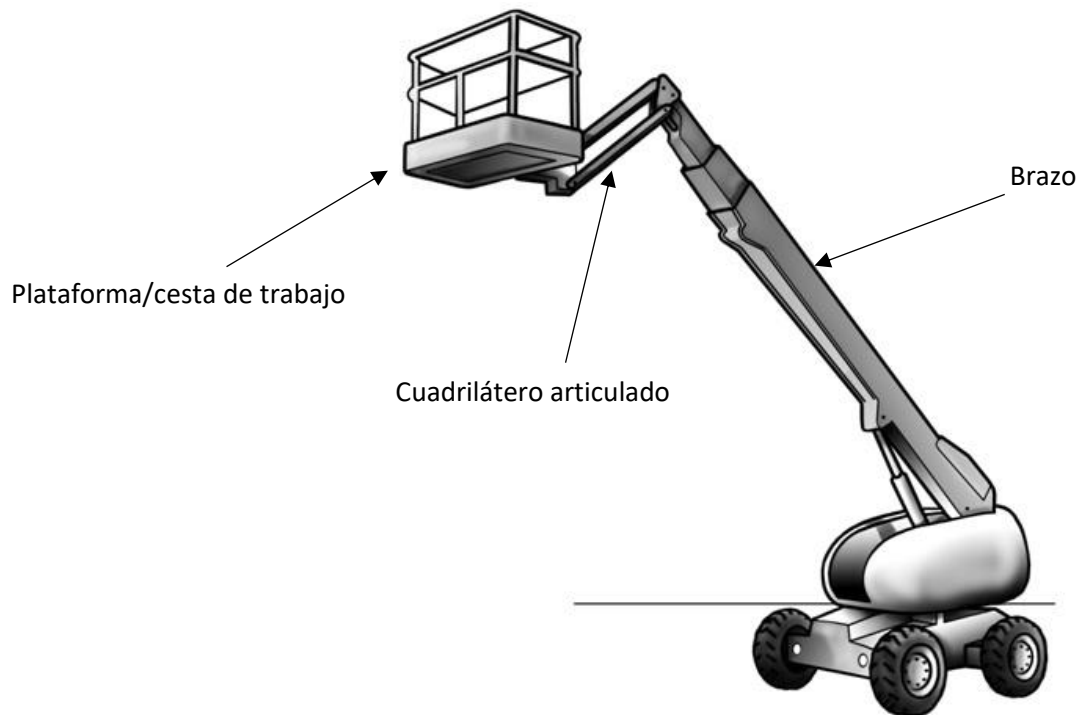
- Cuadrilátero articulado:

El cuadrilátero articulado es donde se fija la cesta de trabajo. Está compuesto por una serie de barras y un cilindro, el cual facilitará el movimiento de las barras colocando a determinadas alturas la cesta de trabajo. Esta parte de la plataforma será el objetivo principal de análisis.

- Brazo:

El brazo es la estructura principal que sostendrá el cuadrilátero articulado y la cesta de trabajo. Será la parte principal para que la plataforma alcance la altura necesaria de trabajo.

Está compuesto por una barra y una placa que hará de unión entre el brazo y el cuadrilátero articulado, también contará con dos cilindros que serán los responsables del movimiento del brazo y de la placa.



*Figura 2.1: Ejemplo modelo plataforma elevadora. Recuperado de "lineaprevencion.com"*

### 3. Modelo inicial y referencias

#### 3.1 Hipótesis y medidas iniciales

Se ha tomado como referencia un modelo de plataforma disponible en el mercado bajo la marca de SNORKEL, siendo el modelo de partida T40RT. A continuación, se muestran las características de la misma:

DIMENSIONES	T40RT
Altura máx. de trabajo	14.2m
Altura máx. de plataforma (A)	12.2m
Alcance máximo	10.1m
Dimesiones plataforma	2.44m x 1.0m
Anchura total (B)	2.44m
Longitud total (C)	7.57m
Altura recogida (D)	2.4m
Huella de ruedas	2.44m
Altura libre al suelo	360mm

PRESTACIONES	
Carga máx. admisible (CMA)	272kg
Maniobrable hasta	12.2m
Velocidad máx. de desplazamiento (recogida)	7.5km/h
Velocidad máx. de desplazamiento (elevada)	1.1km/h
Longitud del plumin	n/a
Abatimiento pendular	n/a
Tiempo de elevación/descenso del brazo	64/58 segundos
Pendiente superable	45%
Radio de giro interior	1.37m
Radio de giro exterior	4.57m

*Figura 3.1: Características técnicas de la plataforma como referencia*

Sobre la referencia escogida, se realizará una modificación de las dimensiones, ya que la altura de trabajo serán 7 metros, por lo que la dimensión de las barras que conforman la plataforma se verá disminuida.

Características del diseño de la plataforma elevadora:

- La altura de trabajo máxima de la plataforma será de 7 metros.
- La cesta de trabajo estará compuesta por barandas y barandillas, las barandillas tendrán una longitud de 1100mm, colocando así las barandas de protección a esa misma altura, la cual es la mínima altura que dicta la Norma UNE-EN 280:2014+A1:2016.
- Las dimensiones de la plataforma serán de 2440mm x 1000mm (longitud x ancho), permitiendo así una mayor movilidad de los operarios en la cesta de trabajo.
- El cuadrilátero articulado estará constituido por barras de 2000mm
- El brazo tendrá una longitud de 6000mm.
- Se ha escogido un coeficiente de seguridad para el diseño de la plataforma de valor 2,5. Así se asegurará un margen ante posibles fallos.
- El material para el diseño de la plataforma será un acero SJ350R con un límite elástico de 350 MPa.



## 3.2 Carga nominal

En primer lugar, se ha de tener en cuenta el peso de los operarios y las herramientas que se transportan. Para ello, se estimará una carga nominal, será la fuerza que actúa directamente sobre la plataforma.

Se tendrán que tener en cuenta unas reglas recogidas en la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016, la cual dice lo siguiente:

### 3.2.1 Cálculo de la carga nominal

#### 5.2.3.1 Carga nominal

La carga nominal  $m$  es:

$$m = n \cdot m_p + m_e \quad (1)$$

donde

$m_p$  es 80 kg (masa de una persona);

$m_e$  es  $\geq 40$  kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales);

$n$  número autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo.

*Figura 3.2: Ecuación para el cálculo de la carga nominal UNE-EN 280:2014+A1:2016*

Se considerará que puedan trabajar 2 operarios simultáneamente, siendo el peso de cada operario de 80kg. La herramienta se considerará que tiene un peso de 40 kg.

$$M_p = 80 \text{ kg}$$

$$m_c = 40 \text{ kg}$$

$$n = 2$$

$$m = 2 \cdot 80 + 40 = 200 \text{ kg}$$

### 3.2.2 Distribución de cargas en la plataforma

En la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016 también se refleja la distribución de cargas sobre la plataforma, dice lo siguiente:

La masa de cada persona se supone que actúa como una carga puntual sobre la plataforma de trabajo y cualquier extensión de la plataforma en un punto situado a una distancia horizontal de 0,1 m del borde interior de la parte superior de la barandilla. La distancia entre las cargas debe ser 0,5 m (véase la figura 3 como ejemplo).

La masa del equipo se supone como una carga uniformemente repartida sobre el 25% del piso de la plataforma de trabajo. Si la presión resultante sobrepasa 3 kN/m<sup>2</sup>, el valor del 25% puede aumentarse hasta un valor que permita obtener una presión de 3 kN/m<sup>2</sup> (véase la figura 4 como ejemplo).

Todas estas cargas deben colocarse en las posiciones que creen las condiciones más desfavorables.

La carga nominal mencionada antes se refiere al máximo número de personas y materiales que pueden colocarse sobre el piso incluyendo cualquier extensión. Se pueden especificar cargas nominales inferiores para la(s) extensión(es) y bajo estas condiciones tendrán que tenerse en cuenta las distribuciones de carga especificadas en los apartados 6.1.4.2.1, 6.1.4.2.2 y 6.1.4.3.

*Figura 3.3: Aspectos sobre la distribución de cargas sobre la plataforma UNE-EN 280:2014+A1:2016*

Los cálculos relacionados con la distribución de cargas de la herramienta se encuentran en el Anexo 1, apartado 1.

Una vez calculada la carga nominal, se trasladarán las fuerzas que se producen a la propia plataforma, donde se realizará el dimensionamiento de la misma.

El área de las herramientas quedará de tal forma:



*Figura 3.4: Representación del área de herramientas*

Sobre la cual se ejerce una fuerza lineal:

$$q_{lineal} = 0,39239 \frac{N}{mm}$$

Los cálculos relacionados con la distribución de cada persona y de la herramienta se estudiará más adelante en este documento.

### 3.3 Nomenclatura de la cesta de trabajo

La cesta de trabajo se dividirá en 3 partes principales. Está compuesta por barandas, barandillas y dos travesaños que constituirán la base y refuerzo principal de la cesta de trabajo.

Según el apartado 5.6.2 de la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016, habrá que tener en cuenta unas pautas para el dimensionamiento.

**5.6.2** Se deben colocar protecciones en todos los lados de la plataforma de trabajo para prevenir la caída de personas y materiales. Las protecciones deben fijarse sólidamente a la plataforma de trabajo y consistir como mínimo en barandas de una altura de al menos 1,1 m, un zócalo de al menos 0,15 m de altura y una barandilla intermedia dispuesta a menos de 0,55 m de la baranda superior o del zócalo. En los accesos de la plataforma de trabajo, la altura del zócalo puede quedar reducida a 0,1 m. La baranda debe estar construida para resistir fuerzas específicas de 500 N por persona, aplicadas en los puntos y en la dirección más desfavorable, a 0,5 m de separación, sin producir una deformación permanente en las barandas. Cuando esté previsto que las barandas fijas se retiren de modo habitual, entonces las fijaciones deben permanecer ancladas a la parte de la baranda o a la plataforma.

Habrà que cumplir unos requisitos:

- Altura mínima de disposición de las barandas: 1,1 metros
- Altura mínima del zócalo: 0,15 metros
- Distancia máxima de una barandilla intermedia: 0,55 metros
- Distancia entre cargas en la baranda: 0,5 metros

A continuación, se muestra un modelo 3D realizado con el programa SolidWorks, donde se indicará cada parte de la cesta de trabajo.

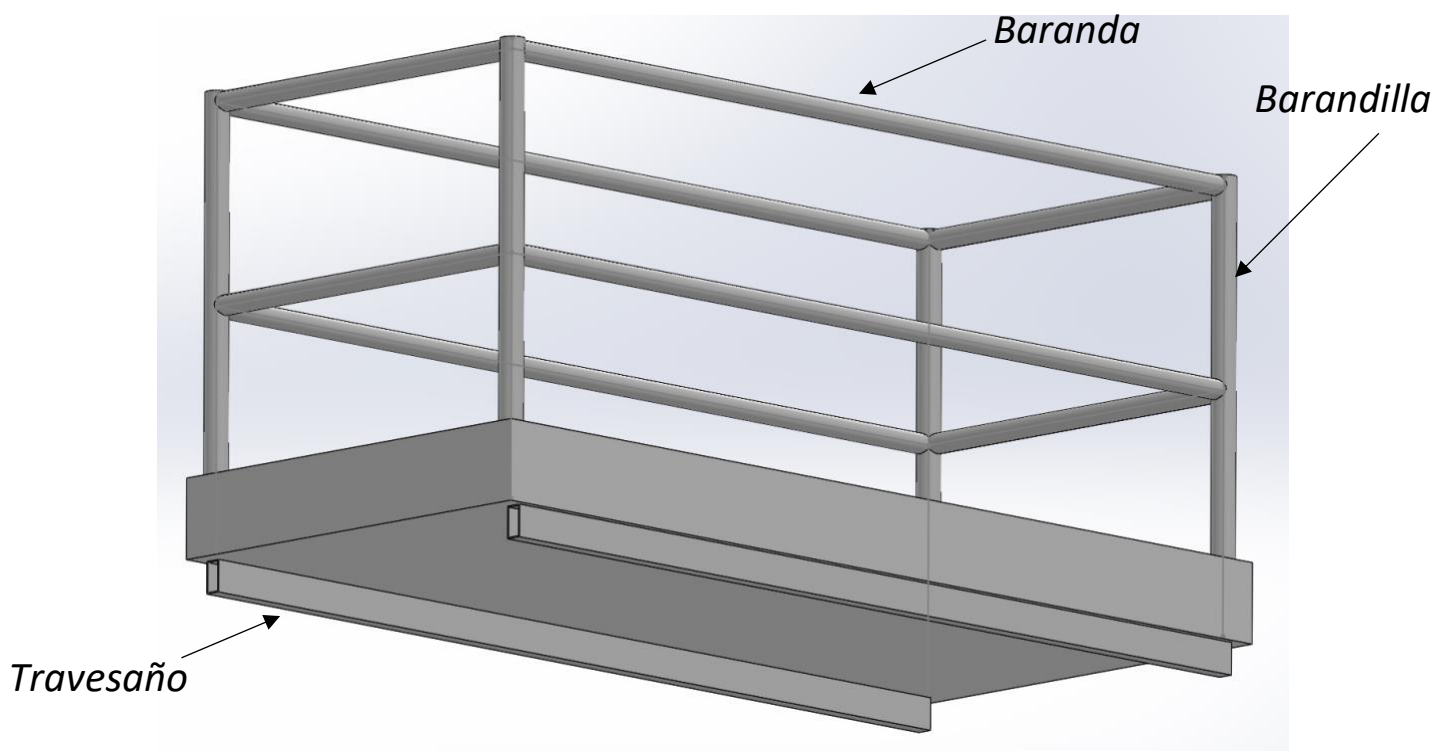


Figura 3.5: Cesta de trabajo

### 3.3.1 Baranda

La baranda, a la hora del cálculo, se considerará que tiene dos apoyos, los cuales corresponden a las dos barandillas que la sostienen.

Se muestra una representación realizada con el programa MEFi.

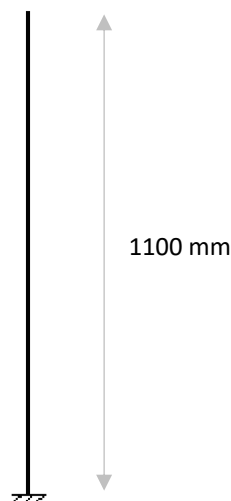


*Figura 3.6: Representación baranda*

### 3.3.2 Barandilla

La barandilla se considerará como un empotramiento en la base de la cesta de trabajo donde se ejercerá en su extremo superior la fuerza producida por la baranda.

Como se ha citado en la norma, la altura de la barandilla debe ser de 1,1 metros como mínimo.



*Figura 3.7: Representación barandilla*

### 3.3.3 Travesaños

Los travesaños irán colocados longitudinalmente a la cesta, los cuáles, serán el apoyo principal entre la cesta de trabajo y su correspondiente soporte. Aguantarán los esfuerzos generados por la propia cesta y los operarios. Los apoyos de la siguiente figura corresponden al soporte de la cesta de trabajo.



Figura 3.8: Representación travesaño

### 3.4 Nomenclatura del cuadrilátero articulado

Para realizar el croquis de las barras que se muestran a continuación, se ha utilizado el programa SolidWorks.

#### 3.4.1 Numeración de las barras del cuadrilátero articulado

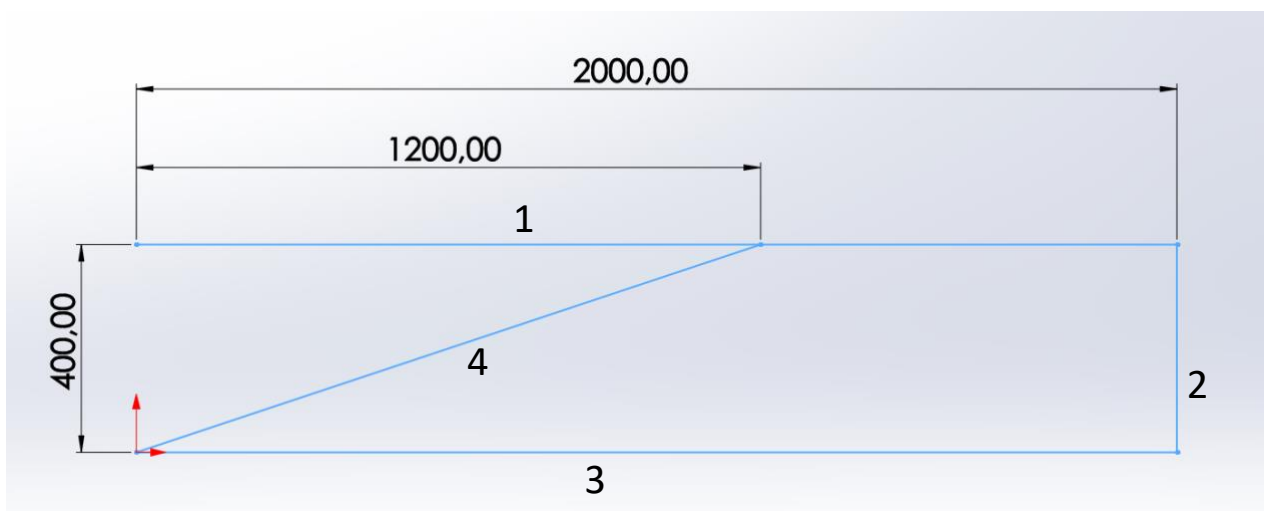


Figura 3.9: Nomenclatura barras cuadrilátero articulado

Cabe destacar que la barra 4 corresponde al cilindro de accionamiento para el movimiento del cuadrilátero articulado.

### 3.4.2 Numeración de los puntos del cuadrilátero articulado

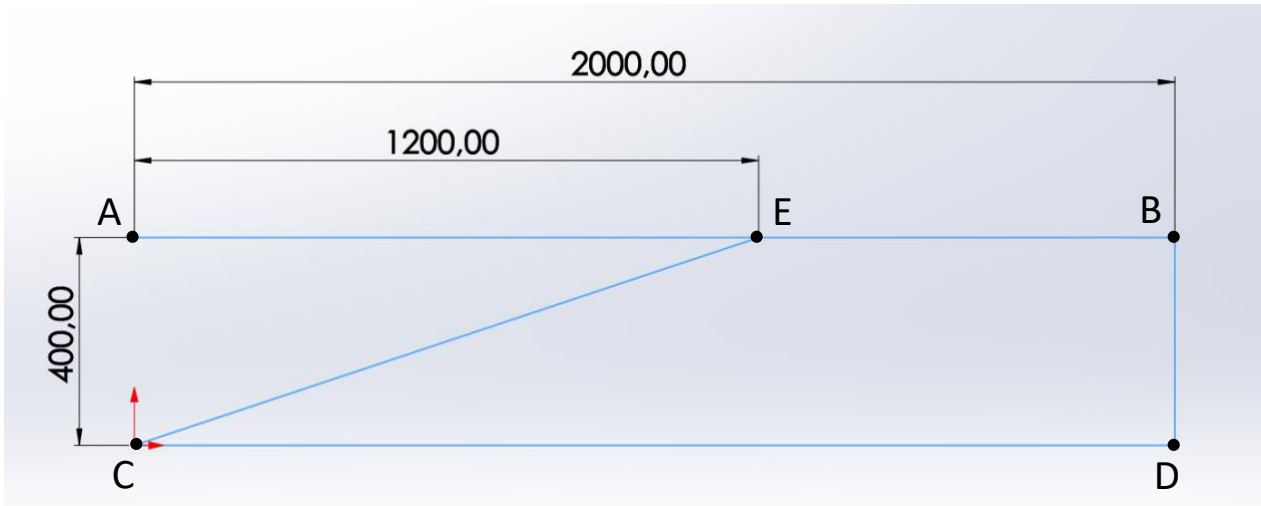


Figura 3.10: Nomenclatura puntos cuadrilátero articulado

## 3.5 Nomenclatura placa y brazo

### 3.5.1 Placa (barra 5)

Para conocer la nomenclatura de la barra 5, se va a mostrar un posible diseño de esta, comprobando más adelante si el diseño es válido o no. Se contará con dos placas unidas entre sí dispuestas una a cada lado del brazo.

Los puntos A y B servirán de unión con la barra 1 y un cilindro, respectivamente. Los puntos C y D servirán de unión con el cuadrilátero articulado.

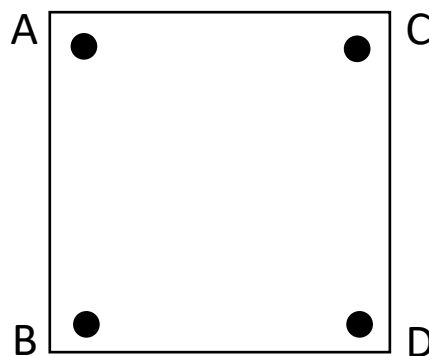


Figura 3.11: Nomenclatura barra 5

### 3.5.2 Brazo

#### 3.5.2.1 Numeración barras del brazo

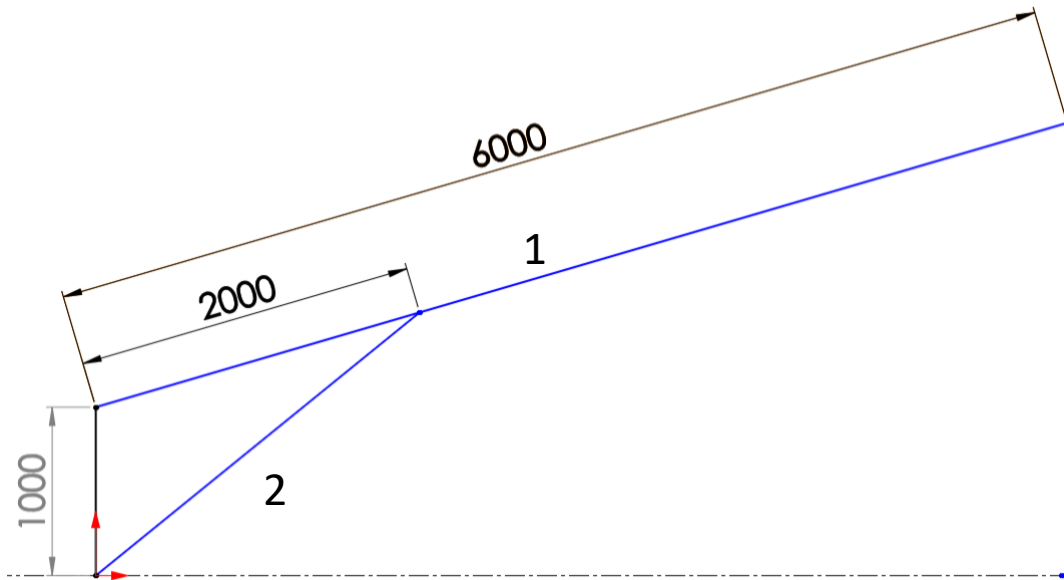


Figura 3.12: Nomenclatura barras del brazo

Cabe destacar que la barra 2 corresponde al cilindro de accionamiento de la barra 1, la cual corresponde al brazo principal de la plataforma elevadora

#### 3.5.2.2 Numeración puntos del brazo

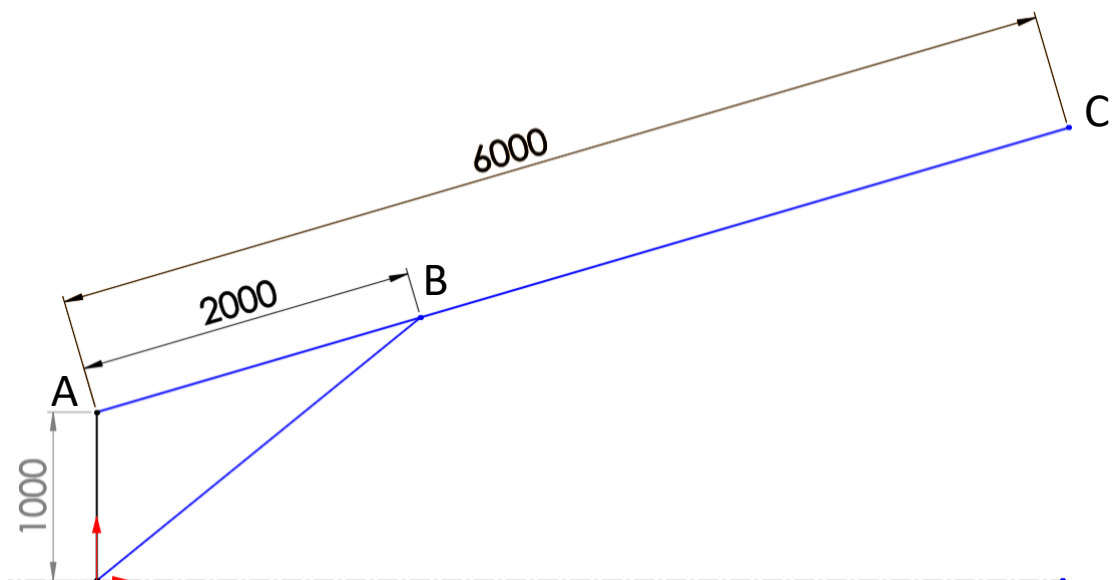


Figura 3.13: Nomenclatura puntos del brazo

## 4. Diseño de la cesta de trabajo

Para el diseño de la cesta de trabajo se han establecido los cálculos oportunos bajo la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016.

El procedimiento para dimensionar cada elemento que constituye la cesta de trabajo, será el siguiente:

- 1º: Se realizará el diagrama de sólido libre de cada barra, obteniendo así las reacciones.
- 2º: Una vez obtenidas las reacciones en las barras, se resolverán los distintos sistemas de ecuaciones.
- 3º: Los resultados obtenidos se trasladarán al programa MEFi para obtener los distintos diagramas de esfuerzo y así, aplicando el teorema del cortante máximo, dimensionar cada barra que compone la cesta de trabajo.

Todos los cálculos realizados con detalle para el dimensionamiento de la cesta de trabajo quedan expuestos en el Anexo 1, apartado 2.

### 4.1 Diseño baranda

#### 4.1.1 Reacciones en la baranda

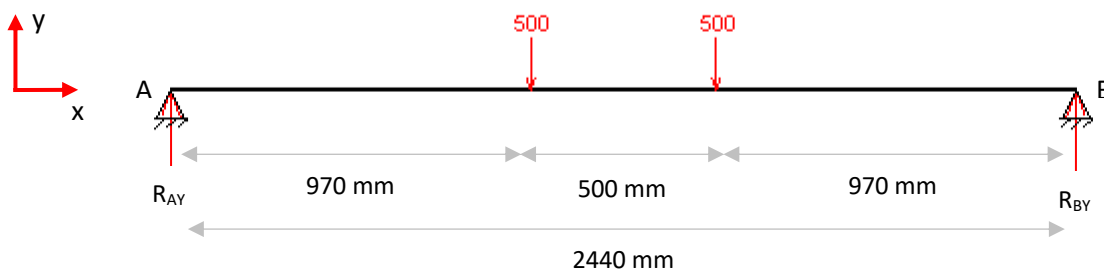


Figura 4.1: Reacciones sobre la baranda

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -500 - 500 + R_{Ay} + R_{By} = 0$$

$$\sum M_a = 0 \rightarrow -500 \cdot 970 - 500 \cdot 1470 + R_{By} \cdot 2440 = 0$$

Operando se obtiene:

$$R_{Ay} = 500 \text{ N}$$

$$R_{By} = 500 \text{ N}$$



#### 4.1.2 Dimensionamiento de la baranda

Diagrama de esfuerzo flector:

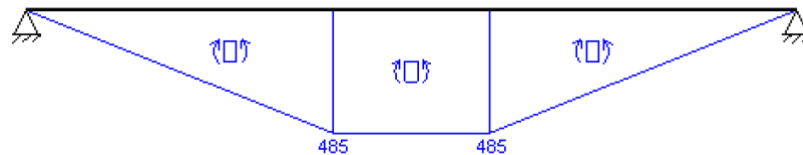


Figura 4.2: Diagrama de esfuerzo flector de la baranda

Diagrama de esfuerzo cortante:

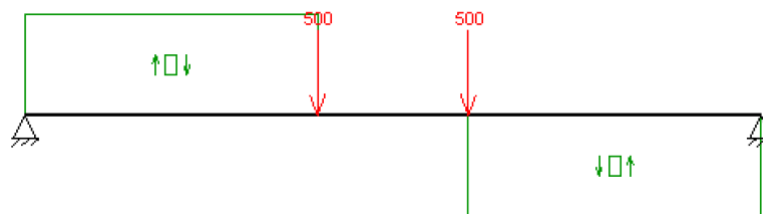


Figura 4.3: Diagrama de esfuerzo cortante de la baranda

Realizando los cálculos oportunos se ha obtenido que para los esfuerzos a los que está sometido la baranda, el mínimo módulo de resistencia necesario es:

$$W_f = 3,464 \text{ cm}^3$$

Finalmente se buscará en un catálogo de perfiles comerciales el perfil adecuado para esta barra.


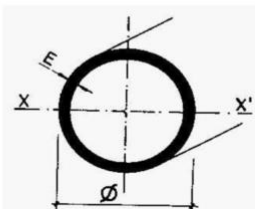
TUBO REDONDO									
									
Nombre	UM	P.T.	m/Un	Sección cm <sup>2</sup>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>o</sub> cm <sup>4</sup>	
TUBO RED. 50x1,5	HM	1,86	6	2,284	6,7231	2,689	1,716	13,4463	
TUBO RED. 50x2	HM	2,46	6	3,014	8,6965	3,479	1,699	17,3931	
TUBO RED. 60x1,5	HM	2,25	6	2,755	11,7946	3,932	2,069	23,5892	
TUBO RED. 60x2	HM	2,97	6	3,642	15,3345	5,112	2,052	30,6690	
TUBO RED. 70x1,5	HM	2,63	6	3,226	18,9326	5,409	2,422	37,8653	

Figura 4.4: Catálogo tubos estructurales "grupo hierros Alfonso"

El tubo de perfil circular seleccionado es de 50 x 2 mm, con un módulo de resistencia de  $W_f = 3,479 \text{ cm}^3$ .

## 4.2 Diseño barandilla

Para el diseño de la barandilla se tendrá en cuenta algo importante reflejado en la norma, la altura mínima de la barandilla debe ser de 1100 mm, para asegurar a los operarios.

### 4.2.1 Reacciones en la barandilla

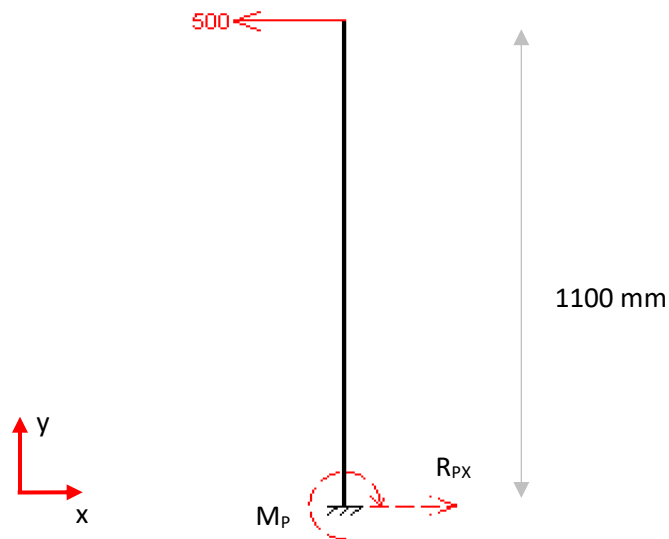


Figura 4.5: Reacciones sobre la barandilla

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{px} = 500 \text{ N}$$

$$\sum M_p = 0 \rightarrow -M_p + R_{AX} \cdot 1100 = 0$$

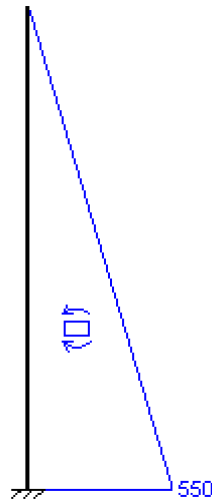
Operando se obtiene:

$$R_{px} = 500 \text{ N}$$

$$M_p = 550000 \text{ Nmm}$$

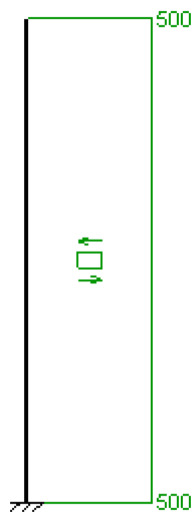
#### 4.2.2 Dimensionamiento de la barandilla

Diagrama de esfuerzo flector:



*Figura 4.6: Diagrama de esfuerzo flector de la barandilla*

Diagrama de esfuerzo cortante:



*Figura 4.7: Diagrama de esfuerzo cortante de la barandilla*

Realizando los cálculos oportunos se ha obtenido que para los esfuerzos a los que está sometido la baranda, el mínimo módulo de resistencia necesario es:

$$W_f = 3,928 \text{ cm}^3$$

Finalmente se buscará en un catálogo de perfiles comerciales el perfil adecuado para esta barra.


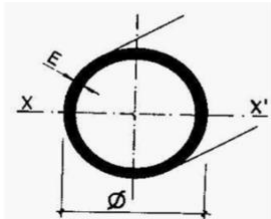
TUBO REDONDO									
									
Nombre	UM	P.T.	m/Un	Sección cm <sup>2</sup>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>o</sub> cm <sup>4</sup>	
TUBO RED. 50x1,5	HM	1,86	6	2,284	6,7231	2,689	1,716	13,4463	
TUBO RED. 50x2	HM	2,46	6	3,014	8,6965	3,479	1,699	17,3931	
TUBO RED. 60x1,5	HM	2,25	6	2,755	11,7946	3,932	2,069	23,5892	
TUBO RED. 60x2	HM	2,97	6	3,642	15,3345	5,112	2,052	30,6690	
TUBO RED. 70x1,5	HM	2,63	6	3,226	18,9326	5,409	2,422	37,8653	

Figura 4.8: Catalogo tubos estructurales “grupo hierros Alfonso”

Se seleccionará un perfil de tubo redondo de dimensiones 60 x 1,5 mm, con  $W_f = 3,932$  cm<sup>3</sup>.

### 4.3 Diseño travesaños

Para el diseño de los travesaños será necesario aplicar un apartado de la norma UNE-EN 280:2014+A1:2016, donde se habla de la distribución de cargas sobre la cesta de trabajo.

Los cálculos referentes a la distribución de cargas se analizan con detalle en el Anexo 1, apartado 2.3.

Se estudiarán dos casos para determinar cuál de ellos es más desfavorable y así dimensionar bajo el caso más desfavorable.

En el primer caso se ha supuesto que los dos operarios y las herramientas se encuentran centrados en la cesta de trabajo. A continuación, se muestra una imagen de como quedarían posicionados los operarios y las herramientas.

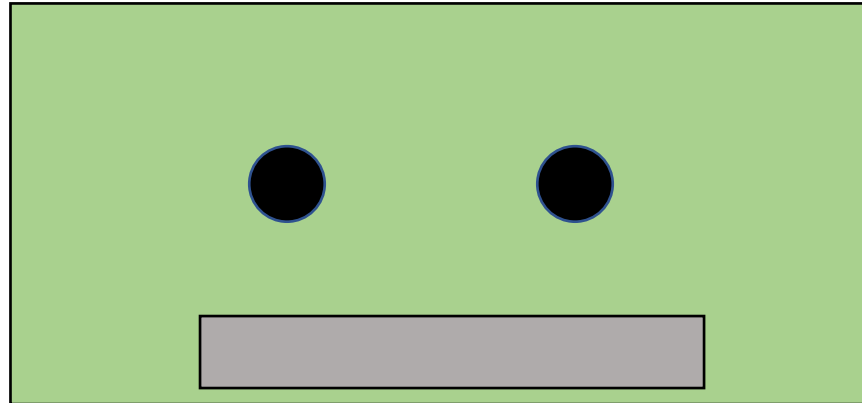


Figura 4.9: Representación de la plataforma con operarios y herramientas

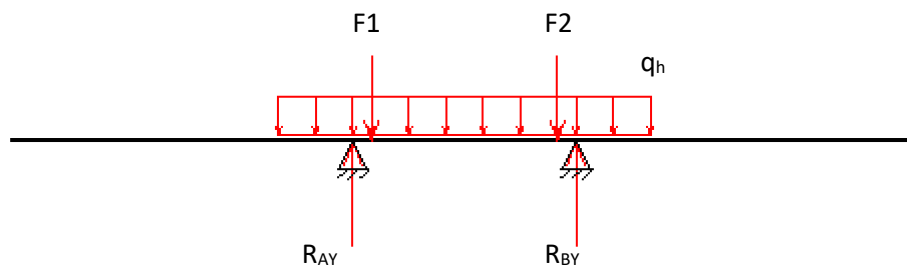


Figura 4.10: Cargas sobre los travesaños

F1	Fuerza de un operario ( 784,8 N )
F2	Fuerza de un operario ( 784,8 N )
qh	Carga distribuida de la herramienta ( 0,39 N/mm)
Rax	Reacción apoyo A
Rbx	Reacción apoyo B

Figura 4.11: Representación fuerzas, carga y reacciones

En la figura 4.9, el rectángulo principal verde representa la cesta de trabajo, los dos puntos negros representan a los dos operarios y el rectángulo gris representa el área donde se colocarán las herramientas.

En la figura 4.10 se representan las fuerzas F1 y F2 de cada operario, la carga distribuida qh y las dos reacciones en los apoyos A y B.

Realizando los cálculos necesarios, se obtiene un módulo de resistencia mínimo para que los travesaños estén dimensionados correctamente.

$$Wf = 0,35 \text{ cm}^3$$

Antes de seleccionar un perfil con este módulo de resistencia, se realizará el estudio del segundo caso.

En el segundo caso se ha supuesto que los dos operarios y las herramientas de trabajo se encuentran en un extremo de la cesta de trabajo. A continuación, se muestra una imagen de como quedarían posicionados los operarios y las herramientas.

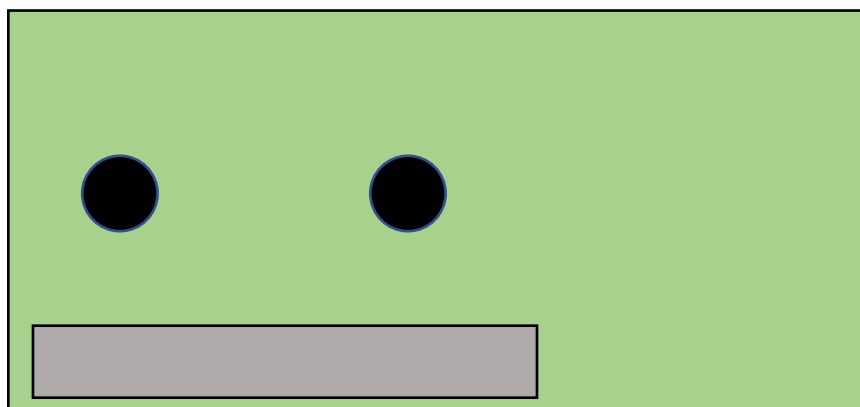


Figura 4.12: Representación de la plataforma con operarios y herramientas

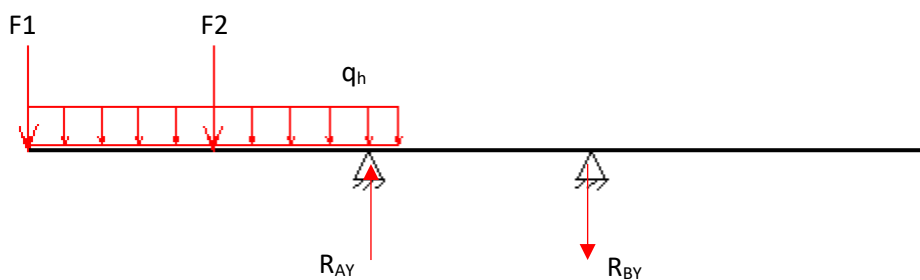


Figura 4.13: Cargas sobre los travesaños

F1	Fuerza de un operario ( 784,8 N )
F2	Fuerza de un operario ( 784,8 N )
qh	Carga distribuida de la herramienta ( 0,39 N/mm)
Rax	Reacción apoyo A
Rbx	Reacción apoyo B

Figura 4.14: Representación fuerzas, carga y reacciones

Realizando los cálculos necesarios, se obtiene un módulo de resistencia mínimo para que los travesaños estén dimensionados correctamente.

$$W_f = 8,7 \text{ cm}^3$$

Una vez analizados los dos resultados, se concluye que es mucho más desfavorable el segundo caso ya que el módulo de resistencia obtenido es mayor. Esto significa que será necesario escoger una barra que su módulo de resistencia sea como mínimo el obtenido para el segundo caso.

A continuación, se muestra el catálogo de donde se seleccionará el perfil.

# TUBO RECTANGULAR ESTRUCTURAL

## Términos de sección

Nombre	UM	P.T.	m/Un	A cm <sup>2</sup>	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	S <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> cm	I <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>
TRE 50x30x3	HM	3,43	6	4,21		12,80	5,13	1,75		5,70	3,80	1,16	13,50
TRE 60x30x3	HM	3,92	6	4,75	3,74	19,90	6,66	2,05	2,61	6,65	4,43	1,18	17,00
TRE 60x40x3	HM	4,42	6	5,33	5,18	24,70	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,20
TRE 60x40x4	HM	5,67	6	6,81	6,42	29,70	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,10
TRE 60x40x5	HM	6,82	6	8,09	5,90	32,70	10,91	2,01	5,55	17,23	8,61	1,45	42,20
TRE 80x40x3	HM	5,40	6	6,53	8,15	51,00	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,80
TRE 80x40x4	HM	6,98	6	8,41	10,20	62,60	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,56	54,70

Figura 4.15: Catálogo tubos estructurales "grupo hierros Alfonso"

Finalmente, se seleccionará un tubo de sección rectangular 80x40x3, con un módulo de resistencia de  $W_f = 12,8 \text{ cm}^3$ .

#### 4.4 Peso total de la cesta de trabajo

El peso total de la cesta de trabajo se calculará sumado el peso de cada elemento que la compone.

Se tienen 4 barandas de 2,44 metros y 4 barandas de 1 metro.

El peso total de las barandas será:

$$\text{Peso total barandas} = 16,62 \text{ kg}$$

El peso total de las barandillas será:

$$Peso\ total\ barandillas = 4,81\ kg$$

El peso total de los travesaños será:

$$Peso\ total\ travesaños = 26,20\ kg$$

Se colocarán 6 placas de dimensiones 1 x 0,4 metros. Con un peso de  $27,5 \frac{kg}{m^2}$ , se obtiene que cada placa tendrá un peso de 11 kg.

Con ello se obtendrá un peso total del tramado tramex:

$$Peso\ total\ tramex = 6 \cdot 11\ kg = 66\ kg$$

Peso barandas	16,62 kg
Peso barandillas	4,81 kg
Peso travesaños	26,2 kg
Peso tramex	66 kg

Figura 4.16: Peso de los componentes de la cesta de trabajo

$$Peso\ total\ cesta = P_{barandas} + P_{barandillas} + P_{travesaños} + P_{tramex}$$

$$Peso\ total\ cesta = 16,62 + 4,81 + 26,2 + 66 = 113,63\ kg$$

En el anexo 1, apartado 2.4 se encuentran los calculos referentes al peso de la cesta de trabajo.

A continuación, se muestra un modelo en 3D de la cesta de trabajo, así como un croquis con las medidas más significativas.



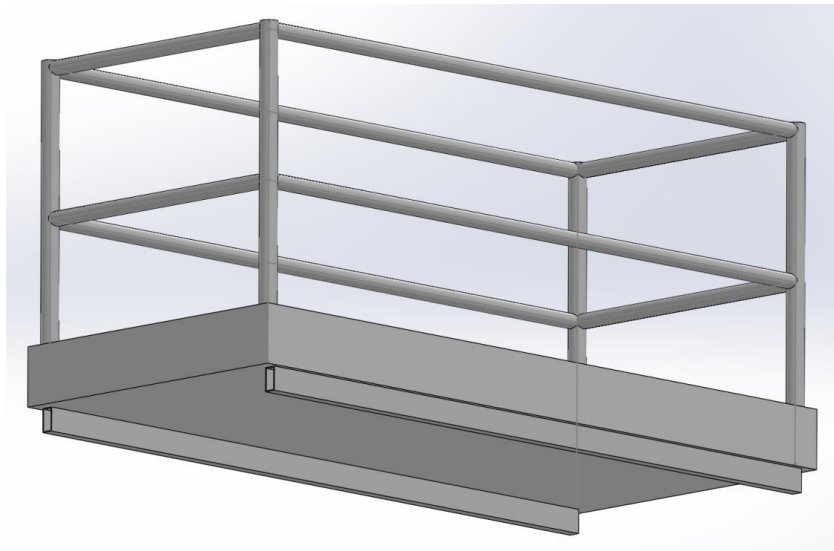


Figura 4.17: Modelo final de la cesta de trabajo

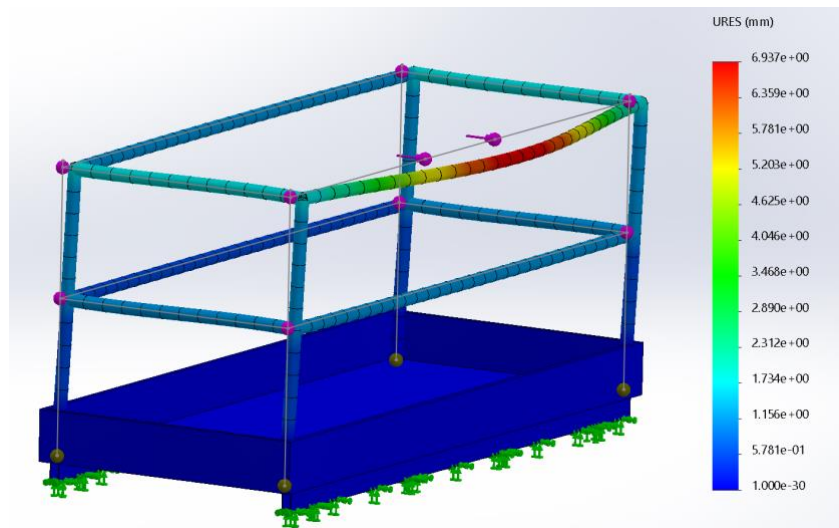


Figura 4.18: Croquis de la cesta de trabajo

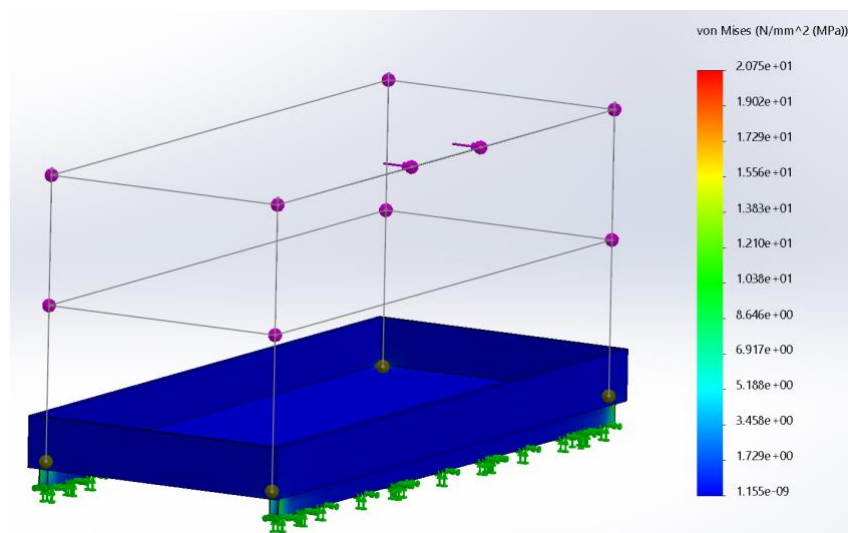
Una vez calculada la cesta de trabajo, se va a hacer una comprobación con el programa SolidWorks.

La comprobación a realizar será la siguiente:

- Colocación de dos fuerzas de 500 N ejercidas por los operarios a 500 mm de distancia en la baranda.



*Figura 4.19: Deformaciones en cesta de trabajo*



*Figura 4.20: Tensiones en cesta de trabajo*

A la vista de los resultados obtenidos, en cuanto a las deformaciones, se puede afirmar el correcto dimensionamiento ya que la deformación es apenas de 7 mm y las tensiones producidas son inferiores a la tensión máxima admisible.

Cabe destacar que la plataforma contará con una baranda lateral desmontable para facilitar la entrada de los operarios a la cesta de trabajo.

## 5. Reacciones en el cuadrilátero articulado

En el apartado 3.4 se describió la nomenclatura de las barras y puntos que forman el cuadrilátero articulado. En este caso, para tener un mayor conocimiento para realizar los diagramas de sólido libre del cuadrilátero, se establecerá una nomenclatura de ángulos tomando como referencia el eje horizontal.

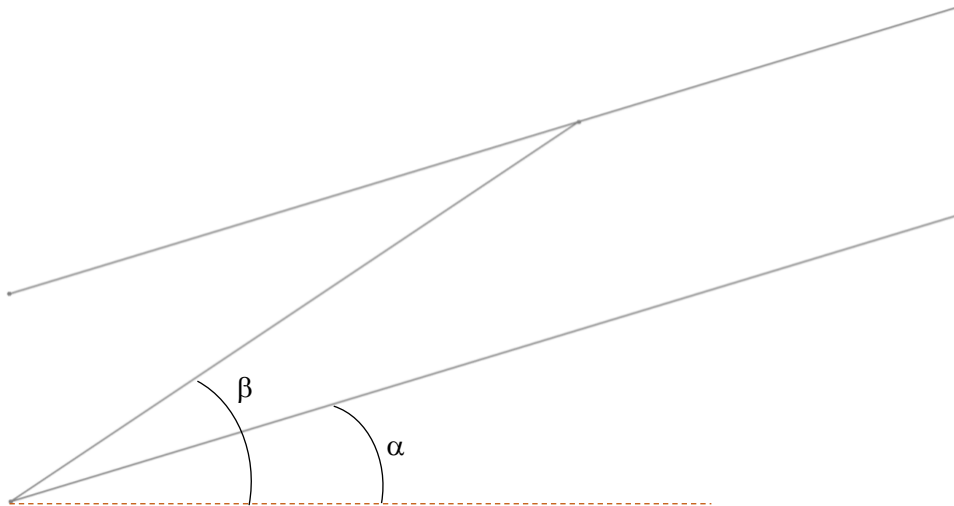


Figura 5.1: Nomenclatura ángulos en el cuadrilátero articulado

La nomenclatura de los ángulos para el cálculo de las reacciones será la siguiente:

Angulo alfa ( $\alpha$ ): corresponderá al ángulo que forma las barras con la horizontal.

Angulo beta ( $\beta$ ): corresponderá al ángulo que forma el cilindro con la horizontal.

### 5.1 Ecuaciones de equilibrio en la barra 1

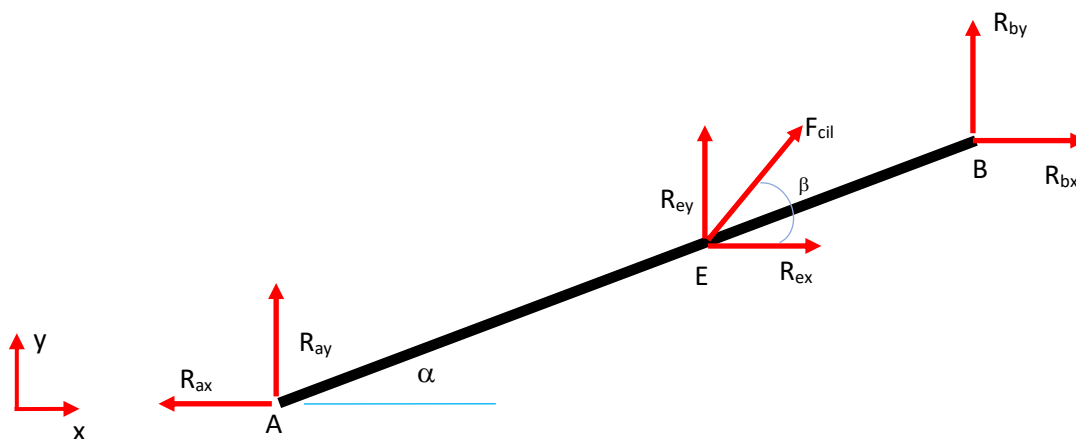


Figura 5.2: Reacciones en la barra 1

Siendo  $R_{ex} = F_{cil} \cdot \cos(\beta)$  y  $R_{ey} = F_{cil} \cdot \sin(\beta)$ , queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{ax} + F_{cil} \cdot \cos(\beta) + R_{bx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{ay} + F_{cil} \cdot \sin(\beta) + R_{by} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \sin(\beta) \cdot 1200 \cdot \cos(\alpha) - F_{cil} \cdot \cos(\beta) \cdot 1200 \cdot \sin(\alpha) + R_{by} \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) - R_{bx} \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) = 0$$

## 5.2 Ecuaciones de equilibrio en la barra 2

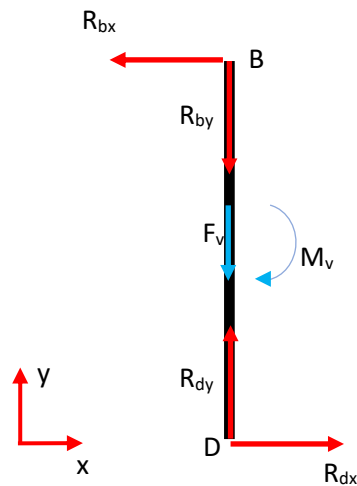


Figura 5.3: Reacciones en la barra 2

Siendo  $F_v = 9053,44 \text{ N}$  y  $M_v = 8536106 \text{ Nmm}$ , queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{bx} + R_{dx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{by} - 9053,44 + R_{dy} = 0$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow R_{bx} \cdot 400 - 8536106 = 0$$

### 5.3 Ecuaciones de equilibrio en la barra 3

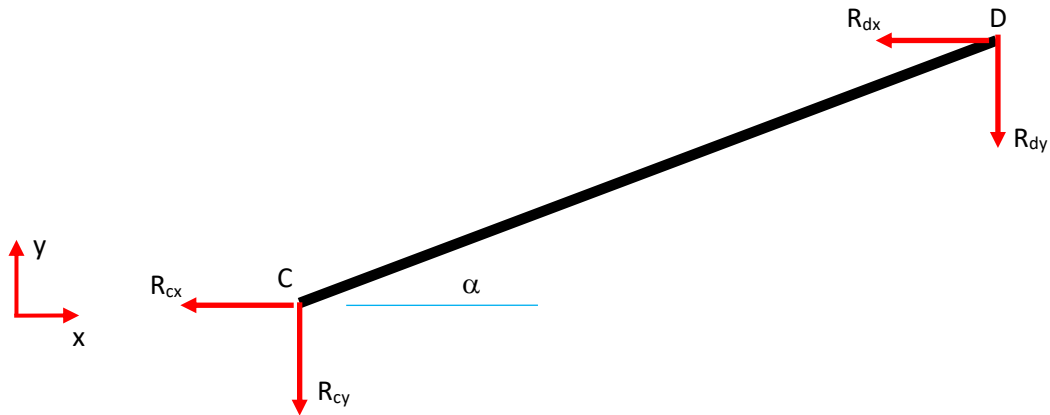


Figura 5.4: Reacciones en la barra 3

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{cx} - R_{dx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{cy} - R_{dy} = 0$$

$$\sum M_C = 0 \rightarrow R_{dx} \cdot 2000 \cdot \text{sen}(\alpha) - R_{dy} \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) = 0$$

### 5.4 Ecuaciones de equilibrio en el pasador (punto C)

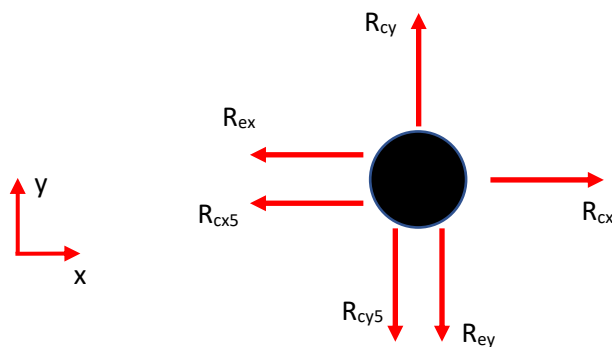


Figura 5.5: Reacciones en el pasador (punto C)

Siendo  $R_{ex} = F_{cil} \cdot \cos(\beta)$  y  $R_{ey} = F_{cil} \cdot \text{sen}(\beta)$ , queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{cx} - R_{cx5} - R_{ex} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{cy} - R_{cy5} - R_{ey} = 0$$

Los resultados de las reacciones para cada barra del cuadrilátero articulado en las distintas posiciones adoptadas se muestran en el Anexo 1, apartado 3.2.

## 6. Proyecciones de las reacciones y diagramas de esfuerzos barras 1 y 3

En este apartado se mostrará la proyección de las reacciones en los ejes locales de cada barra. Una vez proyectadas, se podrá obtener los esfuerzos axiles y cortantes a los que están sometidos cada barra.

También se incluirán los diagramas de esfuerzos correspondientes, necesarios para el posterior dimensionamiento de las barras.

### 6.1 Proyecciones y diagramas de esfuerzo en la barra 1

A continuación, se muestra un ejemplo de como se ha realizado la proyección de las reacciones en ejes cartesianos a ejes locales. A su vez, también se muestran los diagramas de esfuerzos para la barra 1. Los diagramas de esfuerzos son genéricos ya que para cada posición adoptada por la barra 1 solo cambiará el valor del esfuerzo.

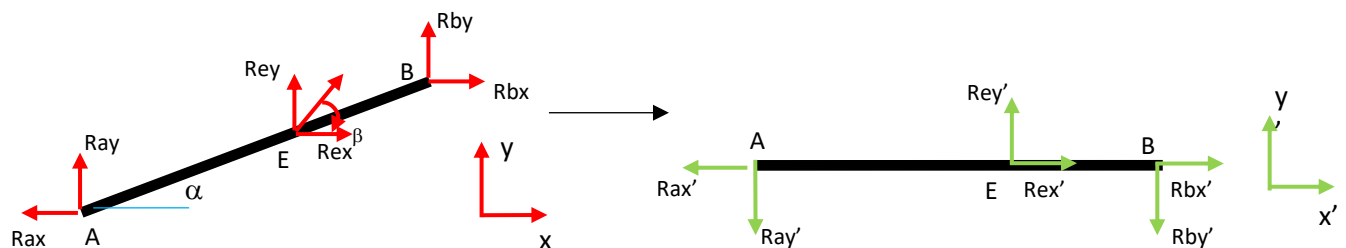


Figura 6.1: Proyecciones de ejes absolutos a ejes locales de la barra 1

En la figura 6.1, las flechas en rojo muestran las reacciones en los ejes de referencia absolutos y las flechas en verde corresponden a las reacciones de los ejes locales de la barra 1.

Se van a incluir las ecuaciones que se han utilizado para realizar las proyecciones de ejes absolutos a ejes locales.

- Punto A:

$$R_{ax'} = -R_{ax} \cdot \cos(\alpha) + R_{ay} \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_{ay'} = R_{ax} \cdot \sin(\alpha) + R_{ay} \cdot \cos(\alpha)$$

- Punto E:

$$R_{ex'} = R_{ex} \cdot \cos(\alpha) + R_{ey} \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_{ey'} = R_{ey} \cdot \cos(\alpha) - R_{ex} \cdot \sin(\alpha)$$

- Punto B:

$$R_{bx'} = R_{bx} \cdot \cos(\alpha) + R_{by} \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_{by'} = R_{by} \cdot \cos(\alpha) - R_{bx} \cdot \sin(\alpha)$$

Los resultados de las proyecciones se han obtenido a partir de una hoja Excel, la cual se expone en el Anexo 1, apartado 4.1.

Obtenidas las proyecciones en los ejes locales, se han obtenido los diagramas de esfuerzo, cuyo procedimiento queda reflejado en el anexo 1, apartado 7.1.1

A continuación, se muestran los diagramas de esfuerzo, obtenidos a partir de los esfuerzos a los que esta sometidos la barra.

Axil:

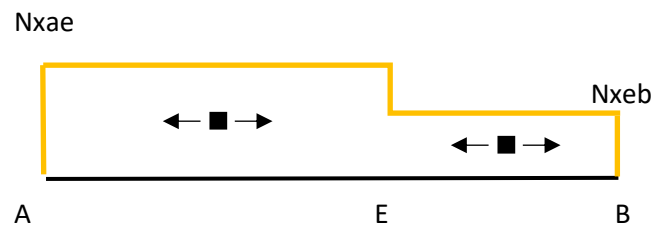


Figura 6.2: Diagrama de esfuerzo axial de la barra 1

Cortante:

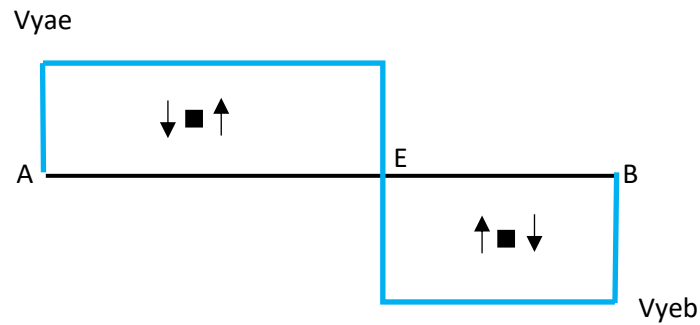


Figura 6.3: Diagrama de esfuerzo cortante de la barra 1

Flector:

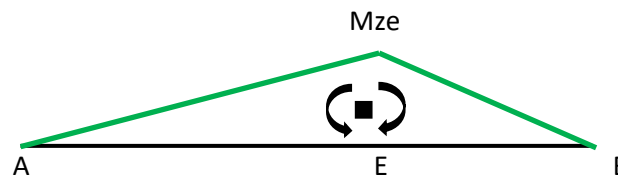


Figura 6.4: Diagrama de esfuerzo flector de la barra 1

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, se concluye que el punto más crítico es el punto E, donde se tiene el mayor esfuerzo flector.

## 6.2 Proyecciones y diagramas de esfuerzo de la barra 3

A continuación, se muestra un ejemplo de como se ha realizado la proyección de las reacciones en ejes cartesianos a ejes locales. A su vez, también se muestran los diagramas de esfuerzos para la barra 3. Los diagramas de esfuerzos son genéricos ya que para cada posición adoptada por la barra 3 solo cambiara el valor del esfuerzo.



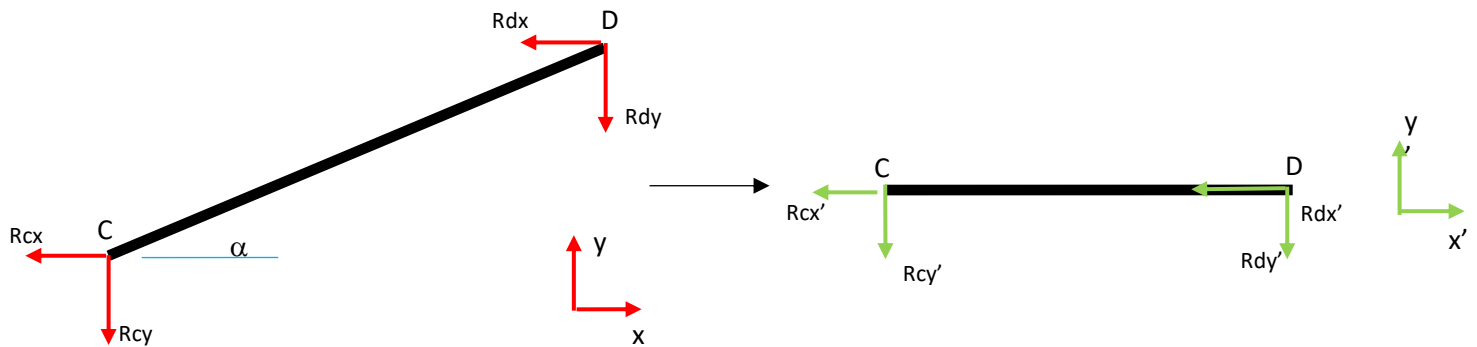


Figura 6.5: Proyecciones de ejes absolutos a ejes locales de la barra 3

En la figura 6.5, las flechas en rojo muestran las reacciones en los ejes de referencia absolutos y las flechas en verde corresponden a las reacciones de los ejes locales de la barra 3.

Se van a incluir las ecuaciones que se han utilizado para realizar las proyecciones de ejes absolutos a ejes locales.

- Punto C:

$$\begin{aligned} R_{cx'} &= -R_{cx} \cdot \cos(\alpha) - R_{cy} \cdot \sin(\alpha) \\ R_{cy'} &= -R_{cy} \cdot \cos(\alpha) + R_{cx} \cdot \sin(\alpha) \end{aligned}$$

- Punto D:

$$\begin{aligned} R_{dx'} &= -R_{dx} \cdot \cos(\alpha) - R_{dy} \cdot \sin(\alpha) \\ R_{dy'} &= R_{dx} \cdot \sin(\alpha) - R_{dy} \cdot \cos(\alpha) \end{aligned}$$

Los resultados de las proyecciones se han obtenido a partir de una hoja Excel, la cual se expone en el Anexo 1, apartado 4.1.

Obtenidas las proyecciones en los ejes locales, se han obtenido los diagramas de esfuerzo, cuyo procedimiento queda reflejado en el anexo 1, apartado 7.1.2

A la vista de los resultados obtenidos, la barra 3 está sometida solo a esfuerzos axiales, de tipo compresión, por lo que solo tendremos el diagrama de esfuerzo axil, el cual se muestra a continuación.

Axil:

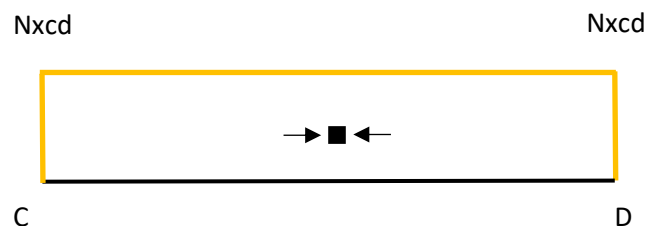


Figura 6.6: Diagrama de esfuerzo axil de la barra 3

## 7. Reacciones y cálculo de los pasadores

En este apartado se calcularán los pasadores que unirán cada una de las barras que componen el cuadrilátero articulado.

Una vez obtenidos los resultados mediante el programa EES, se han trasladado a una hoja Excel donde se ha realizado el cálculo oportuno para obtener la reacción absoluta en cada punto.

$$R_{absoluta} = \sqrt{Rx^2 + Ry^2}$$

Los resultados obtenidos de las reacciones de los pasadores para cada posición del cuadrilátero articulado, se muestran en el Anexo 1, apartado 6.

Se muestra un gráfico para ver como varían las reacciones en cada posición y así, determinar la reacción máxima.

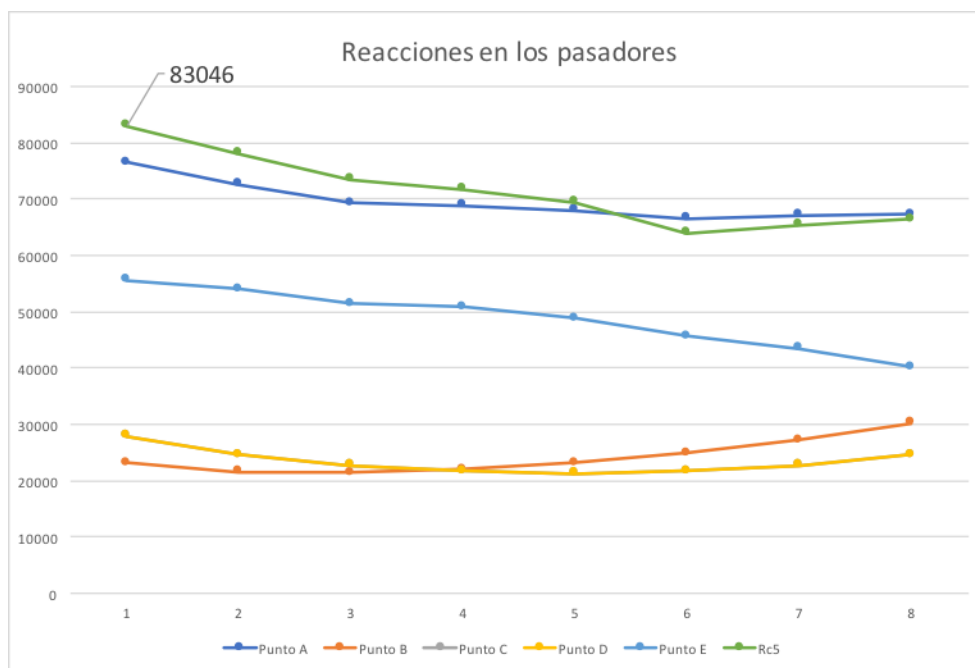


Figura 7.1: Valor de las reacciones en función de la posición

Para el cálculo de los pasadores, se tomará la situación más desfavorable. En este caso corresponde a la reacción Rc5 en la posición 1. El estudio contará con dos métodos:

- Cálculo por cortante directo, mediante el cual se obtendrá el diámetro del pasador.
- Cálculo por aplastamiento, mediante el cual, se obtendrá el espesor mínimo o longitud de contacto entre el pasador y la barra.

El material escogido para los pasadores es el mismo que se utilizará para el dimensionamiento de las barras de la plataforma, acero SJ350R con un límite elástico de 350 MPa.

## 7.1 Calculo por cortante directo

Seleccionando la situación más crítica del pasador en la figura 7.1, se obtiene que el valor de la fuerza correspondiente es de:

$$F = 83046 \text{ N}$$

Para el tipo de pasadores necesarios, se va a tener en cuenta que están sometidos a una doble cortadura, también se tendrá en cuenta que el área a cortadura será el área transversal del pasador.

Todos los cálculos necesarios para el cálculo por cortante directo se encuentran en el Anexo 1, apartado 6.1.

El resultado final obtenido es que se necesitará un pasador de un diámetro como mínimo:  
 $d = 27,48 \text{ mm}$

El resultado obtenido se aproximará a una medida comercial, la cual se ha buscado en la figura siguiente, extraída de un catálogo de perfiles comerciales.

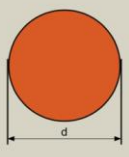
Barras redondas de acero laminadas en caliente						
<small>Dimensioni: EN 10040: 2003 Tolleranze: EN 10040: 2003 Stato di superficie: conforme a EN 10221: 1995, classe A</small> <b>Hot rolled round steel bars</b> <small>Dimensioni: EN 10040: 2003 Tolleranze: EN 10040: 2003 Surface condition: according to EN 10221: 1995, class A</small> <b>Tondi laminati a caldo</b> <small>Dimensioni: EN 10040: 2003 Tolleranze: EN 10040: 2003 Condizione di superficie: conforme a EN 10221: 1995, classe A</small>						
Denominación Designation Designazione	G kg/m	Diámetro Diameter Diametro	A mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	EN 10025-2: 2004	EN 10083: 2006	EN 10084: 2008
R 25	3,85	25	4,91	✓	✓	✓
R 26	4,17	26	5,31	✓	✓	✓
R 26.7*	4,40	26,7	5,60	✓	✓	✓
R 27*	4,49	27	5,73	✓	✓	✓
R 28*	4,83	28	6,16	✓	✓	✓
R 29*	5,19	29	6,61	✓	✓	✓
R 29.5*	5,37	29,5	6,83	✓	✓	✓
R 29.7*	5,44	29,7	6,93	✓	✓	✓
<b>R 30</b>	<b>5,55</b>	<b>30</b>	<b>7,07</b>	✓	✓	✓
R 31*	5,92	31	7,55	✓	✓	✓
R 32	6,31	32	8,04	✓	✓	✓

Figura 7.2: Catálogo perfil redondo

El diámetro seleccionado es **d = 30 mm**

## 7.2 Cálculo por aplastamiento

Una vez que está definido el diámetro de los pasadores, se procederá a calcular el espesor de las piezas que están en contacto con el pasador.

Para el cálculo por aplastamiento se va a hacer una distinción teniendo en cuenta cada barra del cuadrilátero. Esta distinción nos servirá de ayuda más adelante para saber que espesor mínimo necesitamos para cada barra y si es necesario hacer modificaciones en los perfiles comerciales que se escojan.

Todo el procedimiento seguido y cálculos necesarios para el cálculo por aplastamiento para cada barra se encuentra en el Anexo 1, apartado 6.2

### 7.2.1 Barra 1

En la barra 1, se tendrán en cuenta los puntos A y B pertenecientes a la misma. El punto A está sometido a una fuerza mayor por lo que se tomará ese valor para realizar el cálculo.

$$F = 76558 \text{ N}$$

El espesor necesario cuando se escoja la barra 1 tendrá que ser como mínimo:

$$e = 9,11 \text{ mm}$$

### 7.2.2 Barra 2

En la barra 2, se tendrán en cuenta los puntos B y D pertenecientes a la misma. El punto B está sometido a una fuerza mayor por lo que se tomará ese valor para realizar el cálculo.

$$F = 30203 \text{ N}$$

El espesor necesario cuando se escoja la barra 2 tendrá que ser como mínimo:

$$e = 3,59 \text{ mm}$$

### 7.2.3 Barra 3

En la barra 3, se tendrán en cuenta los puntos C y D pertenecientes a la misma. Ambos puntos están sometidos a la misma fuerza.

$$F = 27858 \text{ N}$$

El espesor necesario cuando se escoja la barra 2 tendrá que ser como mínimo:

$$e = 3,31 \text{ mm}$$

#### 7.2.4 Orejeta cilindro

En este apartado se obtendrá el espesor necesario de la orejeta del cilindro para posteriormente la selección del mismo. La fuerza del cilindro corresponde a las reacciones que se producen en el punto D.

Teniendo en cuenta que la fuerza máxima del cilindro es de:

$$F = 55595 \text{ N}$$

El espesor necesario para dimensionar la orejeta del cilindro tendrá que ser como mínimo:

$$e = 13,23 \text{ mm}$$

#### 7.2.5 Barra 5

Como se ha comentado anteriormente, la barra 5 corresponderá a una placa necesaria la cual ira acoplada al cuadrilátero articulado.

La máxima fuerza ejercida sobre esta placa es:

$$F = 83046 \text{ N}$$

El espesor necesario de la placa tendrá que ser como mínimo:

$$e = 9,88 \text{ mm}$$

A continuación, se muestra una tabla con los espesores necesarios para cada barra:

	Espesor (mm)
Barra 1	9,11
Barra 2	3,59
Barra 3	3,31
Orejeta cilindro	13,23
Placa	9,88

Figura 7.3: Espesores barras

## 8. Dimensionamiento de las barras 1 y 3

Para el dimensionamiento de las barras 1 y 3 se utilizará el criterio del cortante máximo, el cual se define de la siguiente forma:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{M_f}{W_f}$$

Se obtendrá una ecuación con dos incógnitas, A y  $W_z$ , por lo que se realizará una aproximación para facilitar los cálculos.

En primer lugar, se supondrá:

$$\frac{N_x}{A} \ll \frac{M_f}{W_f}$$

Así, quedará la ecuación:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f}$$

Con la cual, una vez obtenida la tensión máxima admisible  $\tau_{max}$  y sustituyendo  $\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$ , se obtendrá  $W_z$  y se podrá elegir un perfil con el que se cumpla las características deseadas.

Una vez obtenido el perfil, se procederá a la comprobación del mismo. En este caso, se tendrá en cuenta el esfuerzo axil en el punto más crítico, cumpliéndose así:

$$\tau \leq \tau_{max}$$

### 8.1 Barra 1

En primer lugar, es necesario conocer el momento más crítico para nuestro estudio, y a partir de ahí se procederá al dimensionamiento.

Para facilitar la lectura de como varia el esfuerzo flector en la barra 1 en sus distintas posiciones se adjunta un gráfico.

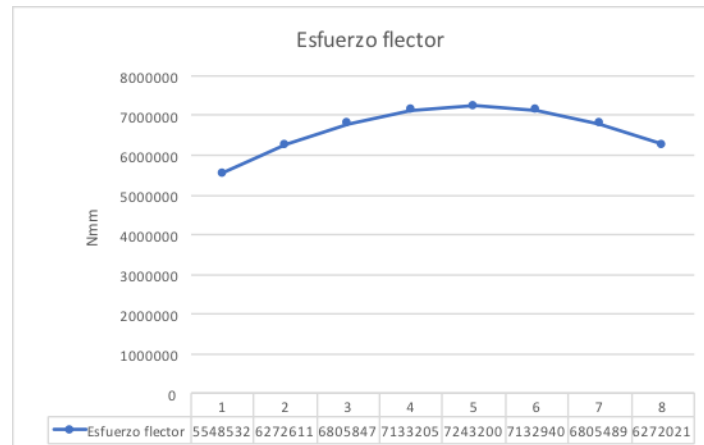


Figura 8.1: Grafico de la variación del esfuerzo flector de la barra 1

Se procede a comentar el resultado visible en la figura 8.1.

En el eje horizontal se representa cada una de las posiciones de la barra 1 y su correspondiente esfuerzo flector generado. En el eje vertical se representa el valor del esfuerzo flector en las unidades [Nmm].

En la posición 5 es donde se alcanza un mayor esfuerzo flector, al ser el mayor se sabe que será la posición más crítica por lo que se tomará ese valor para el dimensionamiento de la barra.

En primer lugar, se escoge un perfil UF 100x300x8 y se verificara si cumple o no.

El perfil escogido tiene un módulo de resistencia  $W_f = 42,9 \text{ cm}^3$ , realizando los cálculos oportunos con el caso más desfavorable, se obtiene que es necesario un módulo de resistencia mínimo de  $W_f = 51,73 \text{ cm}^3$ . Esto significa que el perfil escogido no aguantaría, por lo que se ha adaptado una solución.

La solución adoptada ha sido colocar una chapa de 12 mm sobre el perfil, habiendo calculado previamente la posición en la cual se aumentaría el módulo de resistencia necesario para que cumpla con el mínimo necesario.

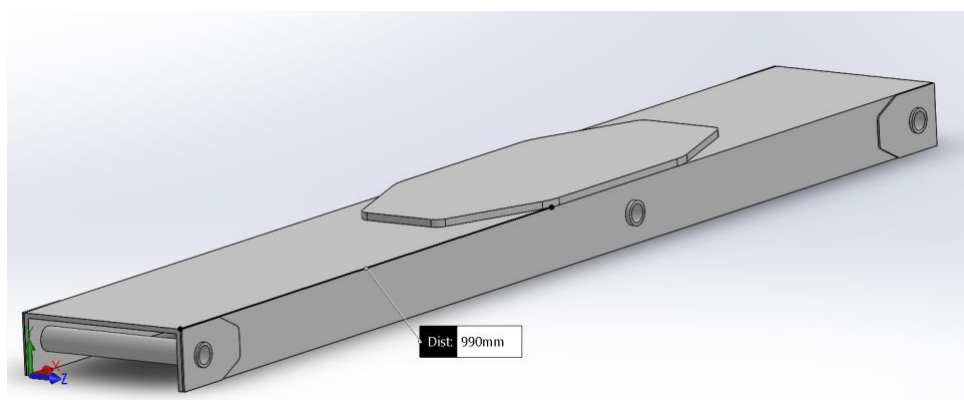
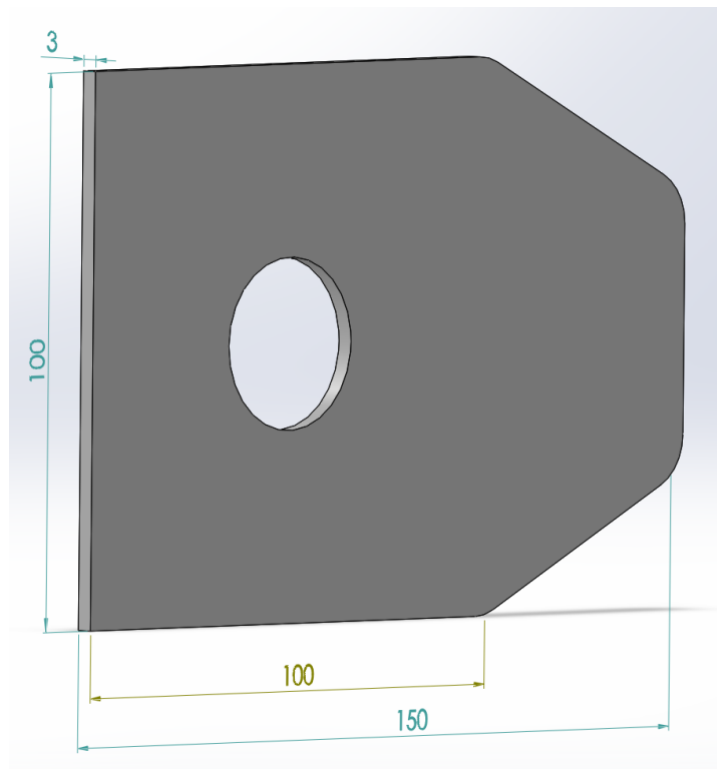


Figura 8.2: Resultado de la chapa soldada en la barra 1

Todos los cálculos y resultados del dimensionamiento de la barra 1 se encuentran en el Anexo 1, apartado 7.2.1.

En el apartado 7.2.2 de este documento se ha calculado el espesor necesario de esta barra para que no se produzca fallo por aplastamiento con los pasadores correspondientes. El resultado de este cálculo nos dice que es necesario un mayor espesor que el del perfil escogido.

Para ello se ha optado por aumentar el espesor en la zona de los pasadores soldando una chapa de 3 mm, a su vez, también se colocará un casquillo a lo largo del ancho del perfil para obtener más rigidez en la barra. El dimensionamiento se ha realizado mediante el programa SolidWorks y a continuación se adjunta el resultado del modelo.



*Figura 8.3: Chapa a soldar para aumentar el espesor del perfil*



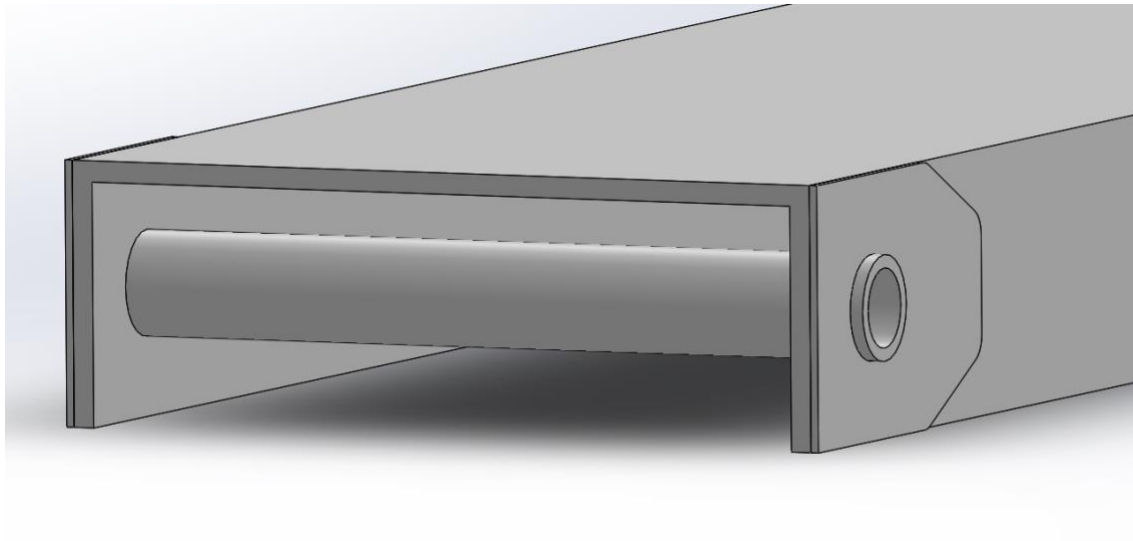


Figura 8.4: Resultado de las chapas soldadas y el casquillo dimensionado

## 8.2 Barra 3

Para el dimensionamiento de la barra 3, se estima la posibilidad de seleccionar el mismo perfil que en la barra 1, pero antes se tendrá que realizar los cálculos necesarios para comprobar que es válido.

La barra 3 está sometida solo a esfuerzos axiales, concretamente esfuerzos de compresión. Al estar sometida a esfuerzos de compresión, se puede producir un fallo a pandeo, por lo que se estudiará este caso. A continuación, se muestra un gráfico donde se representa la fuerza axial a la que está sometida la barra 3 en distintas posiciones.

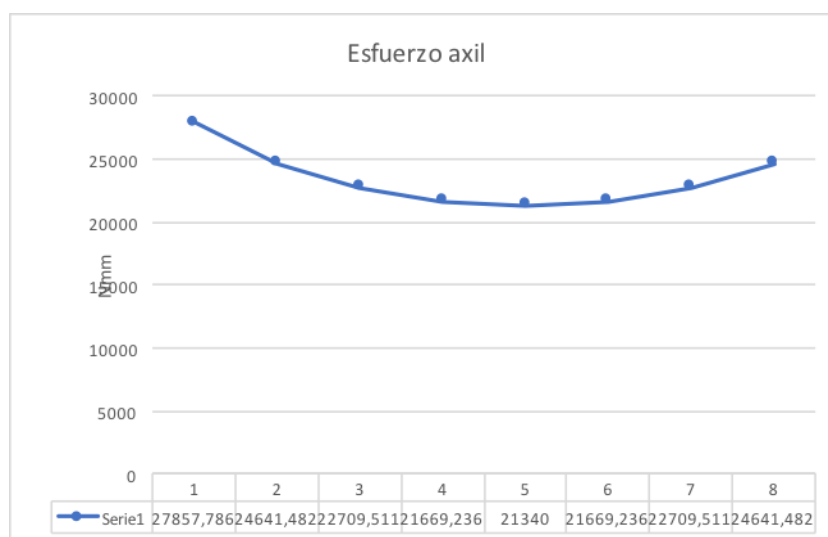


Figura 8.5: Grafico de la variación del esfuerzo axial de la barra 3

Estudio a pandeo:

Para realizar un estudio a pandeo, se tendrá en cuenta el máximo esfuerzo al que está sometida la barra 3. Se calculará la fuerza crítica de pandeo y esta deberá ser mayor a la fuerza que está sometida la barra 3.

$$F_{\text{critica pandeo}} > N_{x \text{ max}}$$

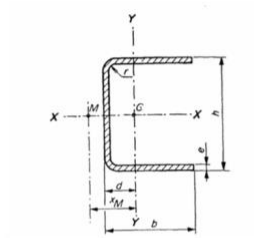
Realizando los cálculos oportunos se obtiene que la fuerza crítica de pandeo es muy superior a la fuerza que está sometida la barra 3, por lo que no se producirá el fenómeno de pandeo.

La barra 3 quedaría sobredimensionada, pero por cuestión de estética, montaje y funcionalidad, la barra 3 se dimensionará con el mismo perfil que la barra 1 asumiendo el sobredimensionamiento.

Finalmente, el perfil escogido para la barra 3 será el siguiente:

- Perfil en UF 100x300x8

**PERFILES ABIERTOS CONFORMADOS EN FRÍO**  
**PERFIL UF. UNE 36-572-80**



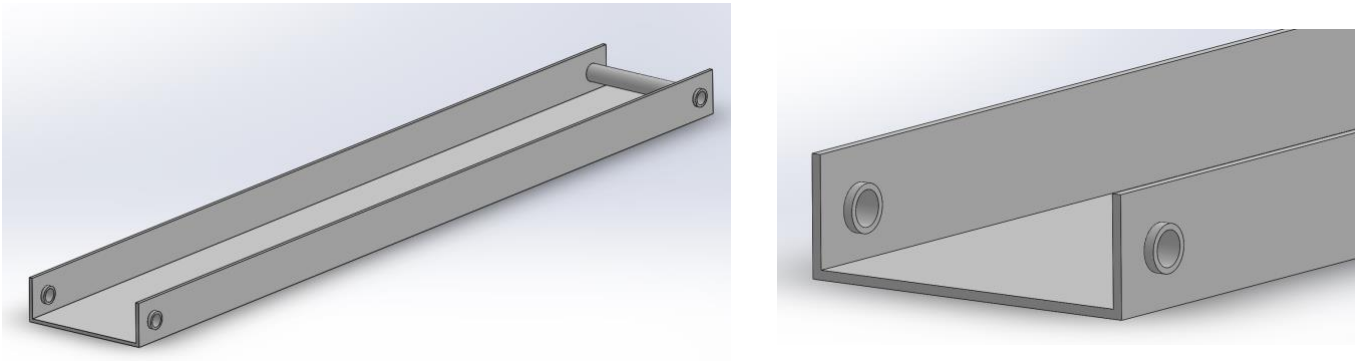
PERFIL	Referido al eje X - X			Referido al eje Y - Y			$I_T$ cm <sup>4</sup>	$I_A$ cm <sup>4</sup>
	$I_X$ cm <sup>4</sup>	$W_X$ cm <sup>3</sup>	$i_X$ cm	$I_Y$ cm <sup>4</sup>	$W_Y$ cm <sup>3</sup>	$i_Y$ cm		
UF 100 x 220 x 6.0	1740	158	8.56	231	31.6	3.12	2.86	17500
UF 100 x 220 x 7.0	1980	180	8.50	264	36.4	3.10	4.49	19500
UF 100 x 220 x 8.0	2200	200	8.43	295	41.0	3.09	6.60	20800
UF 100 x 250 x 6.0	2350	188	9.59	241	32.1	3.07	3.07	23900
UF 100 x 250 x 7.0	2690	215	9.53	276	37.1	3.05	4.83	26800
UF 100 x 250 x 8.0	2980	238	9.46	308	41.8	3.04	7.11	28800
UF 100 x 300 x 7.0	4160	277	11.2	291	37.9	2.97	5.40	42000
UF 100 x 300 x 8.0	4620	308	11.1	326	42.9	2.96	7.97	45500

Figura 8.6: Catálogo perfiles abiertos

Todos los cálculos correspondientes al estudio a pandeo de la barra 3 se encuentran en el Anexo 1, apartado 7.2.2.

Para esta barra también se ha optado por poner un casquillo a lo largo del ancho del perfil para rigidizar la barra, aunque en el punto donde apoya el cilindro, se colocarán dos casquillos para facilitar el montaje del mismo. En este caso no es necesario colocar una chapa para aumentar el espesor del perfil ya que, a la hora del cálculo del espesor, nos daba un resultado inferior al espesor del perfil.

A continuación, se muestra el resultado:



*Figura 8.7: Resultado de los casquillos dimensionados*

## 9. Dimensionamiento barra 2

La barra 2 va a representar el soporte mediante el cual se unirá la cesta de trabajo al cuadrilátero articulado.

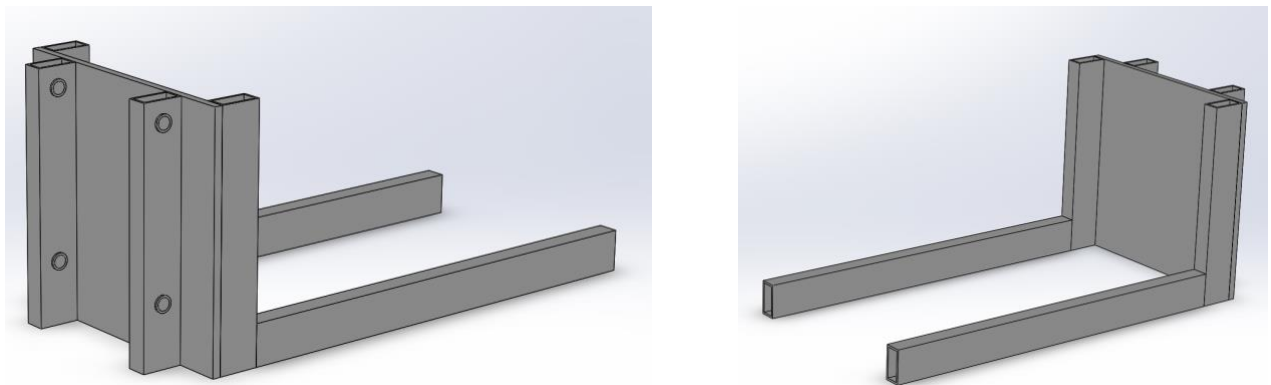
Para el dimensionamiento de este soporte se ha planteado un boceto, el cual se ha trasladado al programa MEFI y se ha podido comprobar si realmente es efectivo. El análisis en MEFI se encuentra en el Anexo 1, apartado 8.1, donde se resolverán los diagramas de esfuerzos para el posterior dimensionamiento.

El perfil preseleccionado de las barras que compondrán dicho soporte es el siguiente:

- TRE 100x50x6

Una vez realizados los cálculos necesarios, se concluye que el perfil seleccionado es válido. El espesor del perfil también es válido ya que se necesitaba como mínimo un espesor de 3,59 mm y el perfil tiene espesor de 6 mm.

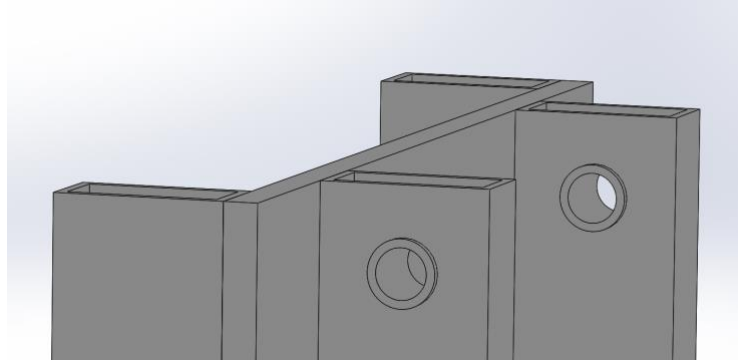
Se muestra el modelo final de la barra 2:



*Figura 9.1: Dimensionamiento en SolidWorks de la barra 2*

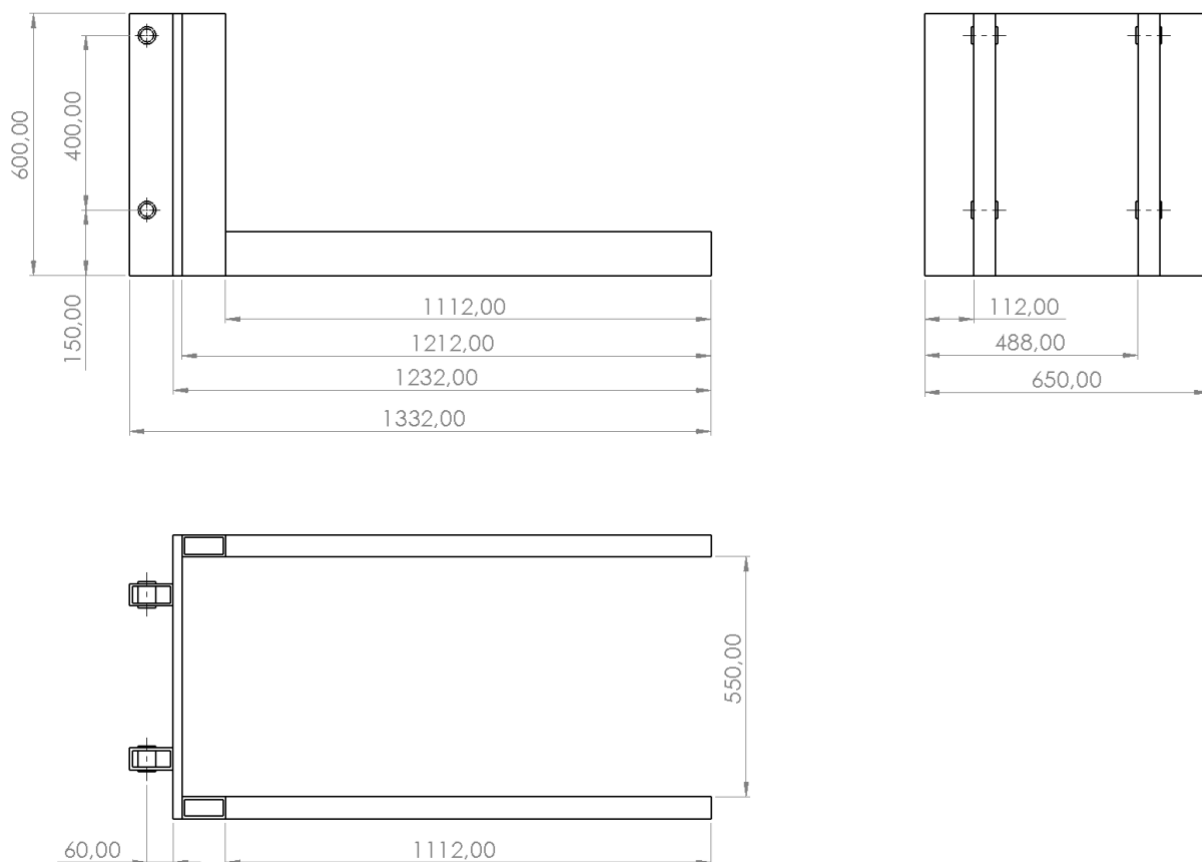
Al igual que en las barras 1 y 3, se opta por colocar unos casquillos del mismo diámetro. La colocación de estos casquillos rigidizará el perfil y facilitará el montaje con el cuadrilátero articulado.

A continuación, se muestran los casquillos en detalle:



*Figura 9.2: Casquillos en la zona de los pasadores de la barra 2*

A continuación, se adjunta un croquis del soporte de la cesta de trabajo:



*Figura 9.3: Croquis de la barra 2*

Una vez realizado el dimensionamiento en SolidWorks, se procede a realizar un estudio estático para comprobar que el dimensionamiento es correcto. Se ha realizado un ensamble de la barra 2 y la cesta de trabajo y se han añadido las cargas correspondientes de los dos operarios y de la herramienta. A continuación, se muestra el estudio estático.

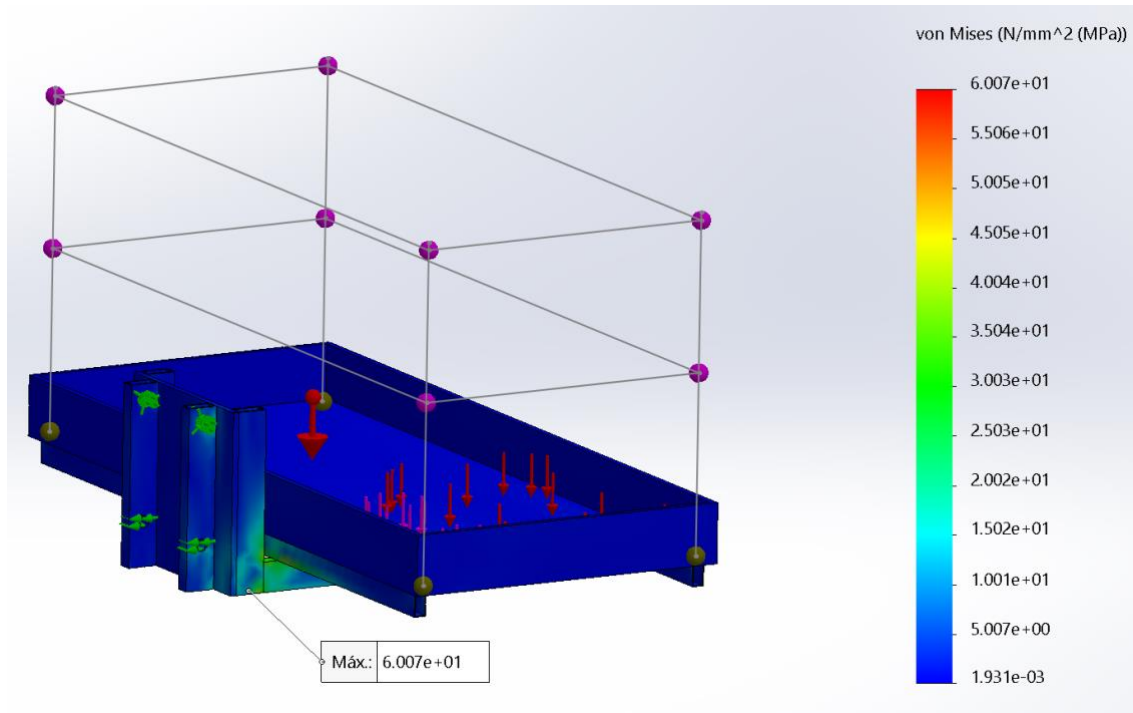


Figura 9.4: Estudio estático SolidWorks. Análisis de las tensiones

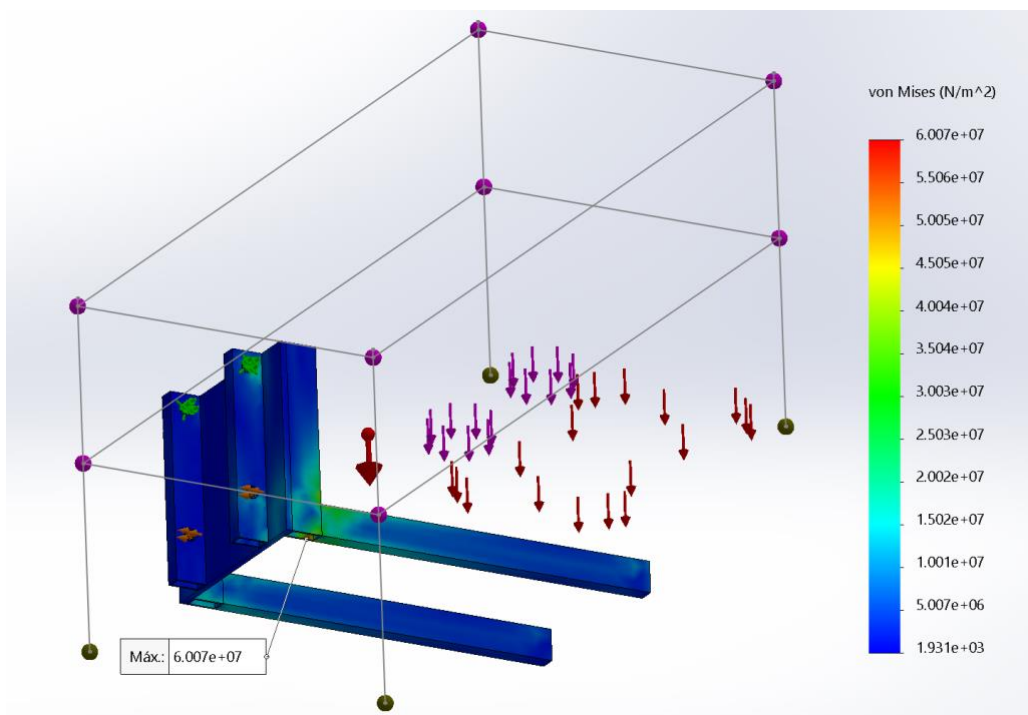


Figura 9.5: Estudio estático SolidWorks. Análisis de las tensiones

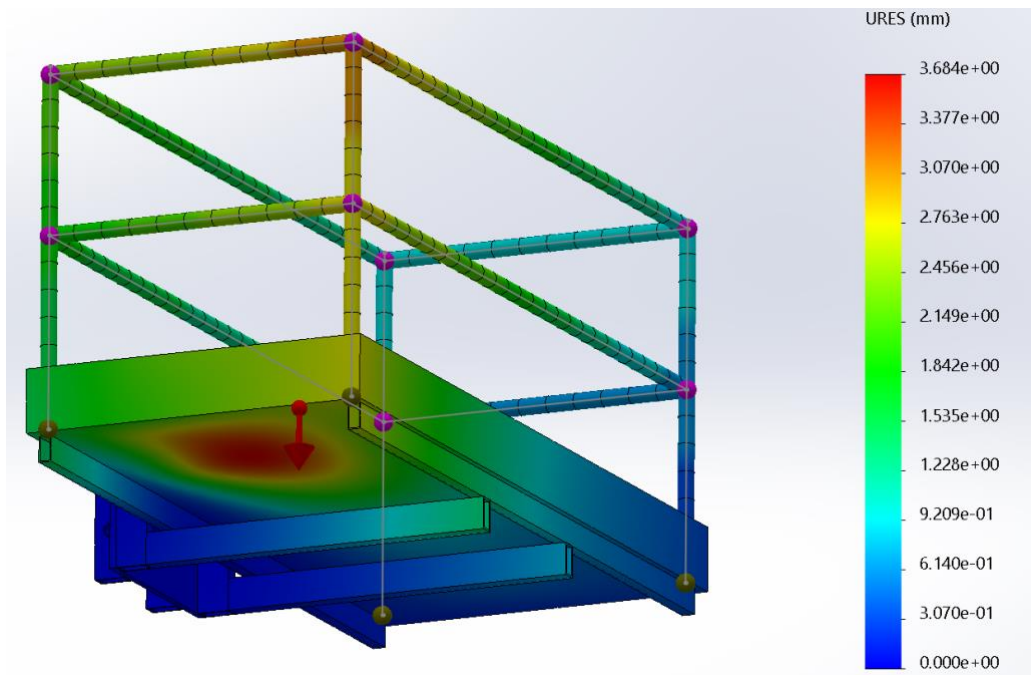


Figura 9.6: Estudio estático SolidWorks. Análisis de los desplazamientos

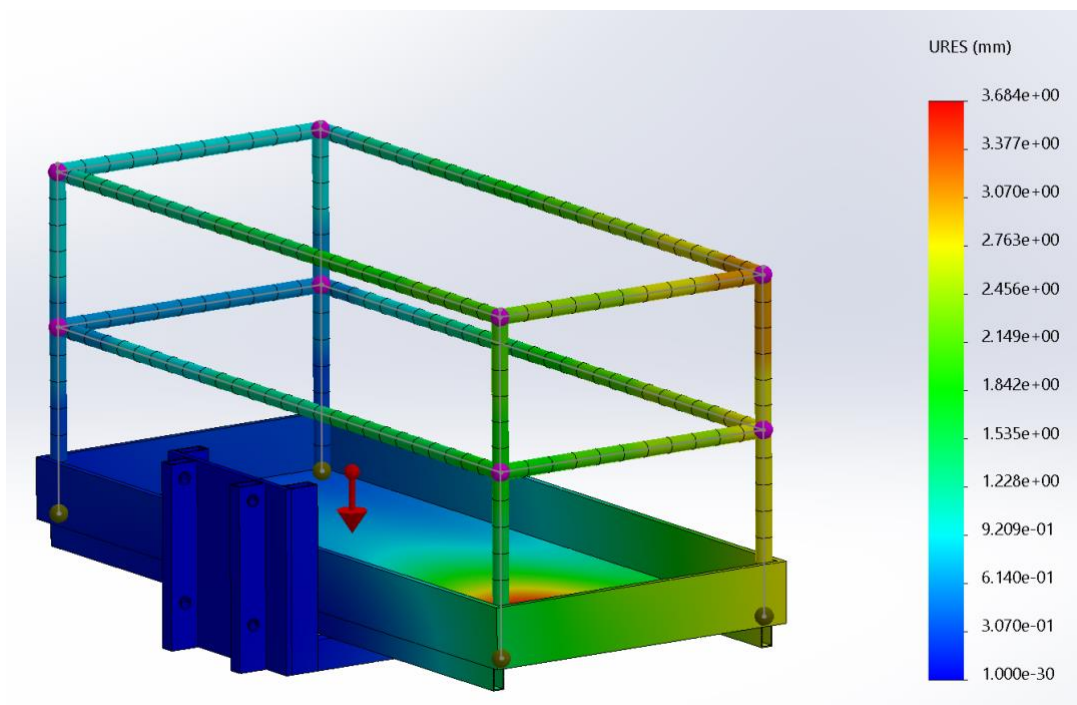


Figura 9.7: Estudio estático SolidWorks. Análisis de los desplazamientos

---

Algo que destacar, es que las barras de la cesta se han considerado como perfiles a la hora de mallar el modelo en SolidWorks.

A la vista de los resultados se puede confirmar que la barra 2 está perfectamente dimensionada ya que la máxima tensión que se produce es de 60 MPa y nuestro material tenía un límite de fluencia de 350 MPa por lo que cumple con el dimensionamiento realizado. En cuanto a los desplazamientos, se puede ver que el desplazamiento máximo es de 3,7 mm por lo que no habrá ningún problema ya que es un desplazamiento inapreciable.

## 10. Dimensionamiento del cilindro hidráulico del cuadrilátero articulado

El cuadrilátero articulado, como hemos comentado con anterioridad, adoptará varias posiciones. Esto se realiza gracias a un cilindro hidráulico que empujará las barras y se producirá el movimiento de las mismas. Para ello es necesario escoger un cilindro hidráulico capaz de superar las fuerzas necesarias para conseguir el movimiento de las barras.

Se calculará el diámetro del pistón y del vástago y se seleccionará un cilindro hidráulico.

En primer lugar, será necesario conocer la fuerza máxima que debe ejercer el cilindro, fijar una presión de trabajo inicial y conocer la carrera del cilindro.

$$F_{\text{maxima cilindro}} = 55595 \text{ N}$$

$$Presion_{\text{inicial}} = 170 \text{ bares}$$

$$Carrera_{\text{cilindro}} = Longitud_{\text{máxima}} - Longitud_{\text{mínima}} = 1488,98 - 1058,3 = 430,68 \text{ mm}$$

$$Carrera_{\text{cilindro}} = 430,68 \text{ mm} \approx 431 \text{ mm}$$

En el Anexo 1, apartado 9, se expresa más detalladamente como se han obtenido estos resultados.

### 10.1 Dimensionamiento del pistón

Conociendo la fuerza máxima que ejerce el cilindro y la presión fijada, se puede calcular el diámetro del pistón necesario mediante la siguiente ecuación de fuerza de avance:

$$F_a[N] = \frac{p[\text{bar}] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{mm}^2]}{9,81[\text{bar/MPa}]}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$D = 63,9 \text{ mm} \approx 64 \text{ mm}$$

Se ha realizado una búsqueda de catálogos de cilindros hidráulicos y se ha optado por la marca BASTIMEC hydraulics. Se ha escogido el diámetro que más se ajusta a nuestro resultado.

El diámetro del pistón escogido es:

$$D = 65 \text{ mm}$$

Ahora es necesario recalcular la nueva presión de trabajo con la ecuación utilizada anteriormente, la de fuerza de avance.

$$p = 164,35 \text{ bar}$$



En el anexo 1, apartado 9.1, se muestran los cálculos realizados y la tabla de diámetros disponibles de la marca BASTIMEC hydraulics.

## 10.2 Dimensionamiento del vástago

Una vez calculado el diámetro del pistón, será necesario comprobar que el vástago del cilindro seleccionado es válido.

Hay que tener en cuenta que el vástago va a estar sometido a compresión y puede fallar a pandeo, por lo que se realizara el estudio a pandeo.

Para ello es necesario seleccionar los tipos de apoyo del cilindro y seleccionar correctamente el coeficiente de pandeo ( $\beta$ ).

En la siguiente tabla se encuentran los distintos tipos de apoyo:

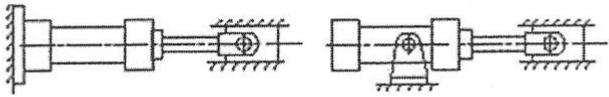
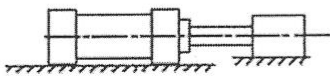
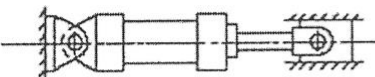
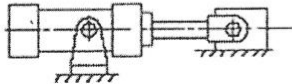
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Unión con vástago articulada y guiado  Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rígidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie)  Cilindro fijado rígidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado  Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie)  Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

Figura 10.1: Tipo de fijación cilindro

En este caso nos encontramos ante el apoyo unión con vástago articulada y guiado, por lo que el coeficiente de pandeo será  $\beta=2$ . Obtenida la carrera del cilindro y el coeficiente de pandeo, se sustituyen los datos en la siguiente fórmula para obtener la longitud de pandeo:

$$Longitud_{pandeo} = Carrera_{cilindro} \cdot \beta = 431 \cdot 2 = 862 \text{ mm}$$

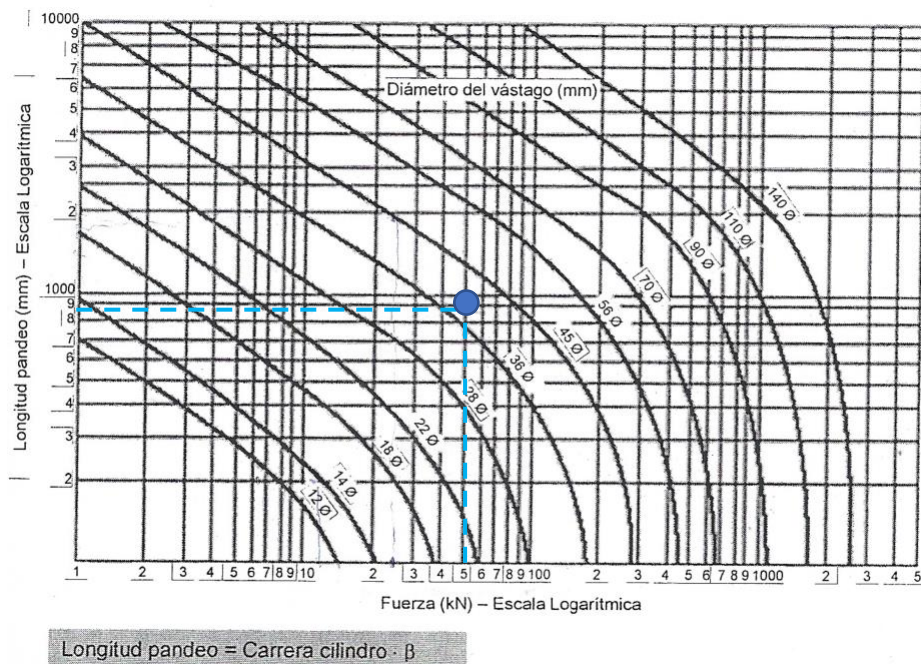


Figura 10.2: Gráfico pandeo

Entrando en el gráfico con la longitud de pandeo (eje y) y la fuerza del cilindro (eje x), se obtiene que el diámetro del vástago tendrá que ser como mínimo 45 mm.

Fijando como diámetro mínimo necesario:

$$D_{\text{vástago}} = 45 \text{ mm}$$

El diámetro del vástago del cilindro escogido es de 60 mm, por lo que el dimensionamiento es correcto.

El peso del cilindro es de 27,05 kg. Este peso se tendrá en cuenta más adelante para el dimensionamiento de la barra 5 y el brazo principal de la plataforma elevadora.

Cabe destacar que la carrera del cilindro seleccionado es de 700 mm y la carrera necesaria era de 431 mm. Para evitar que se produzcan errores a la hora de manipular la plataforma, por ejemplo, adoptar posiciones no deseadas, existe la posibilidad de colocar internamente unos topes en el cilindro que reducirán la carrera y adoptará una distancia entre extremos de 1058 mm, cumpliendo así nuestras características deseadas.

## 11. Dimensionamiento placa (barra 5) y cilindro de accionamiento

El dimensionamiento de la barra 5 se realizará mediante el programa SolidWorks, aunque previamente será necesario realizar determinados cálculos.

### 11.1 Reacciones barra 5

Para el dimensionamiento de la barra 5, será necesario conocer las reacciones máximas que se trasladan del cuadrilátero articulado a esta barra. Las reacciones máximas se producen en la posición 1, por lo que será la posición más desfavorable.

Las reacciones máximas son las siguientes:

$$R_{Ax} = 55568 \text{ N}; R_{Ay} = -52663 \text{ N}$$

$$R_{cx5} = -55568 \text{ N}; R_{cy5} = -61716 \text{ N}$$

En el anexo 1, apartado 10.1, se encuentran todos los cálculos relacionados con las reacciones en dicha barra.

### 11.2 Cálculo peso cuadrilátero y centro de masas

Para el cálculo de las reacciones de los puntos A y C del cuadrilátero articulado se tuvo en cuenta el peso de la cesta de trabajo y los operarios.

Para dimensionar la barra 5, será necesario conocer el peso del cuadrilátero y su posición del dentro de masas respecto de esta barra. Más adelante este peso se sumará a las reacciones producidas por el cuadrilátero articulado en la barra 5.

El cálculo del peso y del centro de masas se ha realizado mediante el programa SolidWorks.

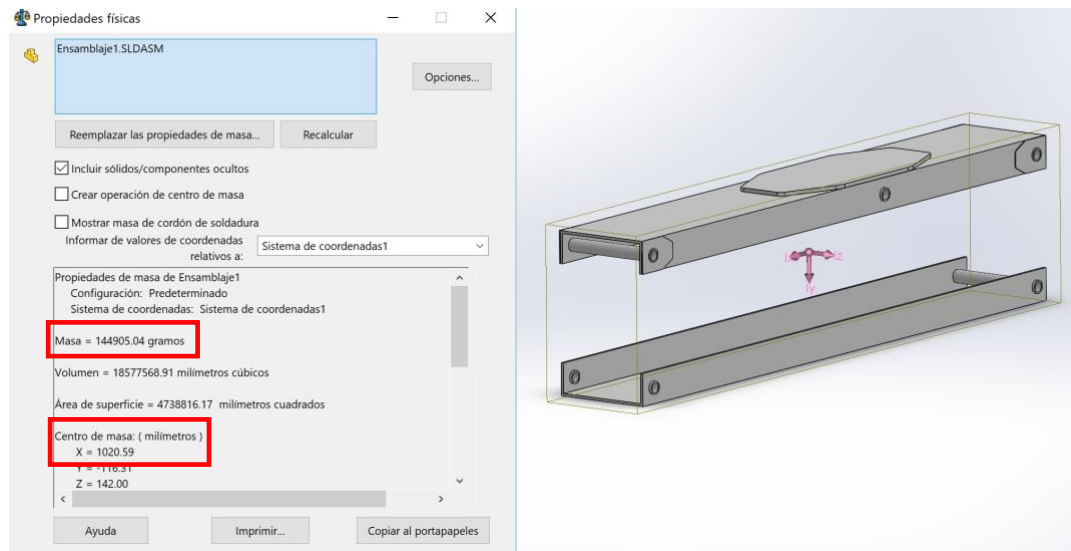


Figura 11.1: Cálculo masa y centro de masas con SolidWorks

La masa del cuadrilátero articulado será:

$$M (\text{masa del cuadrilatero}) = 144,9 \text{ kg} \approx 145 \text{ kg}$$

El centro de masas obtenido con el programa SolidWorks se obtuvo para una posición horizontal, el estudio que se va a realizar será en la posición 1 ya que es la posición donde se producen las reacciones máximas. Se realizarán los cálculos oportunos para obtener el centro de masas en la posición deseada. Finalmente se obtiene el centro de masas:

$$\text{Distancia centro de masas} = 782,1 \text{ mm}$$

Una vez calculada la distancia del centro de masas, se calculará las fuerzas que generará el cuadrilátero en la barra 5.

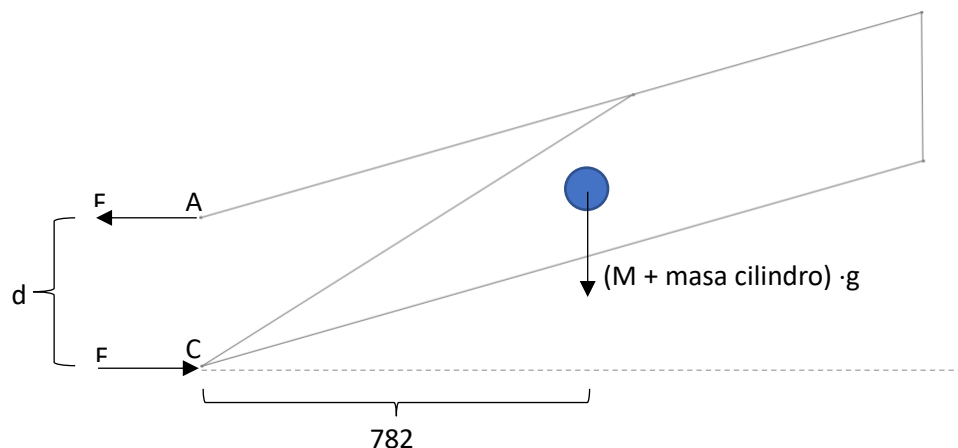


Figura 11.2: Diagrama de sólido libre fuerzas puntos A y C

Realizando los cálculos necesarios, se obtiene una fuerza de:

$$F = 3298,7 \text{ N}$$

Al contarse con dos placas habrá que dividir entre 2 esta fuerza.

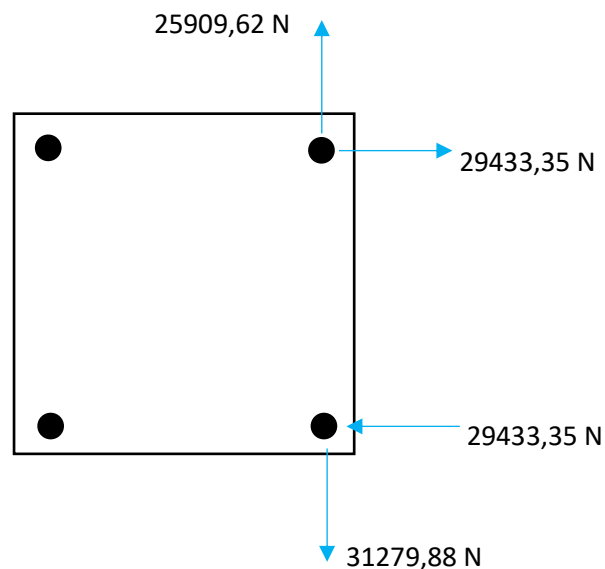
$$F_{\text{cuadrilatero}} = 1649,35 \text{ N}$$

Todos los cálculos referentes al cálculo del centro de masas y la fuerza que genera el cuadrilátero, se puede consultar en el anexo 1, apartado 10.2.

### 11.3 Fuerzas resultantes

Para obtener las fuerzas resultantes que se ejercen sobre la placa será necesario sumar las reacciones que se producían debido a la cesta de trabajo y las reacciones que se producen debido al peso del cuadrilátero.

A continuación, se muestra un ejemplo de cómo quedarían las fuerzas resultantes colocadas en el boceto realizado de la placa.



*Figura 11.3: Fuerzas resultantes en la placa*

Estas fuerzas son las que se trasladarán al programa SolidWorks y se verificará un diseño válido.

## 11.4 Dimensionamiento barra 5

Una vez calculadas las fuerzas totales que actúan en la barra 5, se trasladaran al programa SolidWorks y se comprobará su validez.

Se estudiarán distintas posiciones:

- Posición 1: horizontal
- Posición 2: inclinada  $+10^\circ$  respecto de la horizontal
- Posición 3: inclinada  $-10^\circ$  respecto de la horizontal
- Posición más alta que adopta el brazo
- Posición más baja que adopta el brazo

Se realizará un diseño inicial y se explicaran los resultados obtenidos.

### 11.4.1 Diseño inicial

Con el primer diseño se han obtenido las siguientes tensiones máximas en las posiciones adoptadas:

	Tensión máxima (Mpa)
Posición 1	47,1
Posición 2	44,4
Posición 3	50,6
Posición alta	74,8
Posición baja	50,7

Figura 11.4: Tensiones máximas en distintas posiciones

Las tensiones máximas no superan nuestro limite que es de 350 MPa, por lo que la barra 5 quedaría correctamente diseñada.

A continuación, se adjunta el modelo diseñado en la posición más alta donde la tensión es mayor.

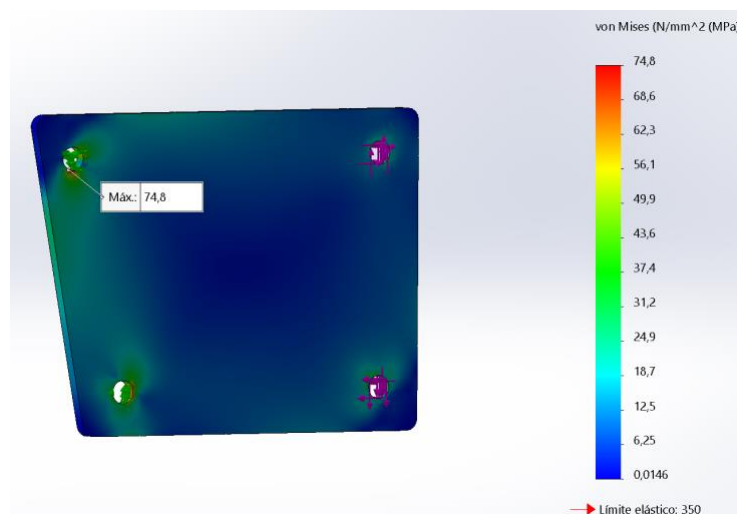


Figura 11.5: Modelo 3D con tensiones máximas en la posición 3

Hay una zona bastante amplia donde la tensión es mínima, por lo que se ha decidido realizar un vaciado en el centro de la pieza, disminuyendo así el peso de la misma.

#### 11.4.2 Diseño final

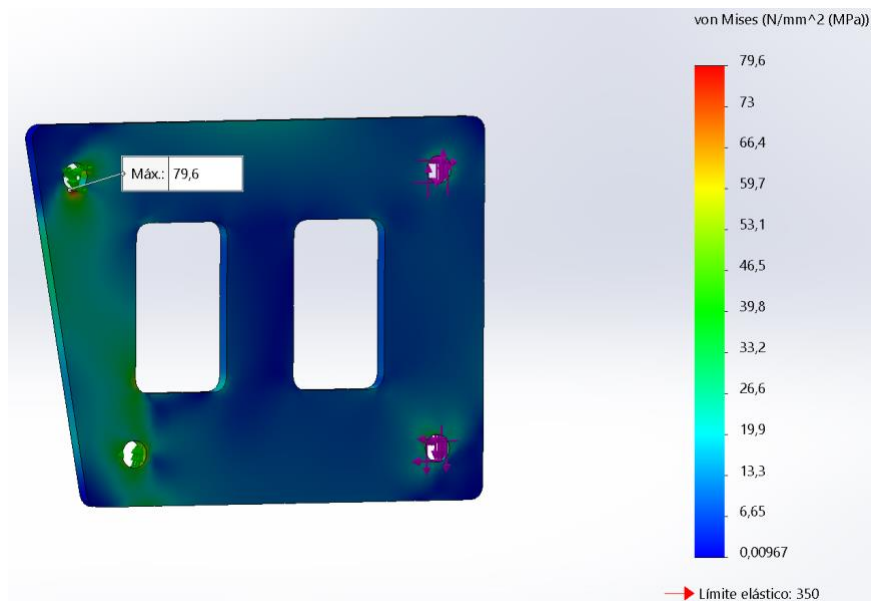
Con el diseño final se han obtenido las siguientes tensiones máximas en las posiciones adoptadas:

	Tensión máxima (Mpa)
Posición 1	45,1
Posición 2	44,3
Posición 3	47,9
Posición alta	79,6
Posición baja	47,5

*Figura 11.6: Tensiones máximas en distintas posiciones con diseño final*

Los resultados obtenidos son válidos ya que no superan nuestro límite de 350 MPa.

A continuación, se muestra el modelo final en la posición más desfavorable.



*Figura 11.7: Modelo 3D con tensiones máximas en la posición 3 con diseño final*

Las tensiones resultantes en la barra 5 siguen siendo muy inferior a nuestro límite por lo que quedará perfectamente diseñada además de haber reducido peso con el vaciado.

A continuación, se adjunta un croquis de la placa con su diseño final. Se muestra solo una de las dos placas que se colocaran ya que son idénticas.

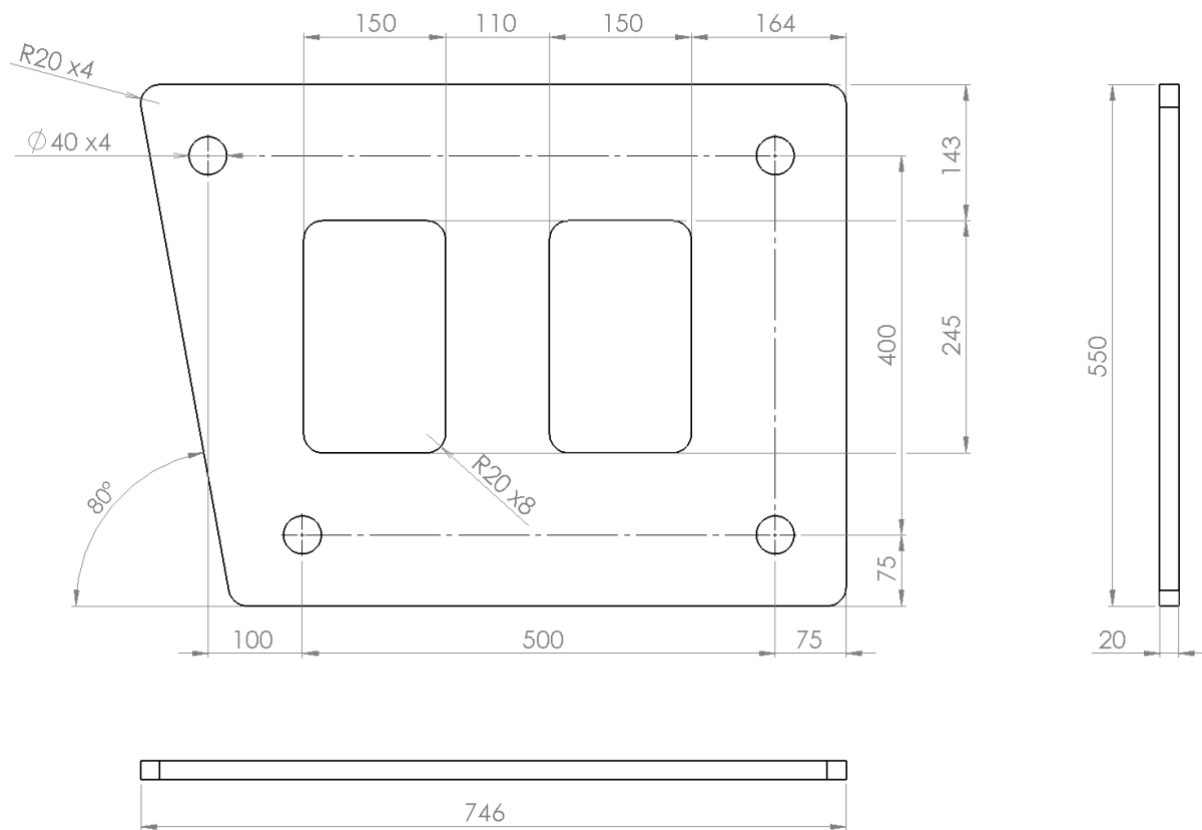


Figura 11.8: Croquis de la placa con diseño final



## 11.5 Dimensionamiento del cilindro de accionamiento de la placa

Será necesario conocer la fuerza máxima que debe ejercer el cilindro correspondiente a la placa. Mediante el programa SolidWorks se ha podido obtener la fuerza resultante máxima. Para ello se ha posicionado el brazo en la posición más alta y la posición más baja y se ha sacado la fuerza resultante que ejerce el cilindro en ambas posiciones.

También se ha de definir la longitud de la carrera del cilindro para realizar los cálculos oportunos posteriormente. La longitud de la carrera del cilindro se define como la longitud del cilindro extendido menos la longitud del cilindro replegado. Para ello se ha utilizado el programa SolidWorks posicionando el brazo donde se produce la máxima extensión del cilindro y donde se produce la mínima extensión del cilindro, midiendo la distancia entre los dos puntos de apoyo.

Los cálculos para obtener las fuerzas resultantes en cada posición y la carrera del cilindro se encuentran en el anexo 1, apartado 10.5.

Las fuerzas resultantes son las siguientes:

	Fuerza resultante (N)
Posición alta	64794
Posición baja	39094

Figura 11.9: Fuerzas resultantes cilindro

La fuerza máxima se produce en la posición más alta que adopta el brazo, por lo que se utilizará dicha fuerza para el cálculo del cilindro.

$$F_{\text{maxima cilindro}} = 64794 \text{ N}$$

Las longitudes del cilindro extendido y replegado se muestran a continuación:

$$Longitud_{\text{maxima}} = 1078,19 \text{ mm}$$

$$Longitud_{\text{minima}} = 623,98 \text{ mm}$$

$$Carrera_{\text{cilindro}} = Longitud_{\text{máxima}} - Longitud_{\text{mínima}} = 1078,19 - 623,98 = 454,21 \text{ mm}$$

$$Carrera_{\text{cilindro}} = 454,24 \text{ mm} \approx 455 \text{ mm}$$

### 11.5.1 Dimensionamiento del pistón

Conociendo la fuerza máxima que ejerce el cilindro y la presión fijada, se puede calcular el diámetro del pistón necesario mediante la siguiente ecuación de fuerza de avance:

$$F_a[N] = \frac{p[\text{bar}] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{mm}^2]}{9,81[\text{bar/MPa}]}$$

Se obtiene que el diámetro necesario es de:

$$D = 69 \text{ mm}$$

Se ha realizado una búsqueda de catálogos de cilindros hidráulicos y se ha optado por la marca BASTIMEC hydraulics. Se ha escogido el diámetro que más se ajusta a nuestro resultado.

El diámetro del pistón escogido es:

$$D = 80 \text{ mm}$$

Ahora es necesario recalcular la nueva presión de trabajo con la ecuación utilizada anteriormente, la de fuerza de avance.

$$p = 126,45 \text{ bar}$$

En el anexo 1, apartado 10.5.1, se muestran los cálculos realizados y la tabla de diámetros disponibles de la marca BASTIMEC hydraulics.

### 11.5.2 Dimensionamiento del vástago

Una vez calculado el diámetro del pistón, será necesario comprobar que el vástago del cilindro seleccionado es válido.

Hay que tener en cuenta que el vástago va a estar sometido a compresión y puede fallar a pandeo, por lo que se realizara el estudio a pandeo.

Para ello es necesario seleccionar los tipos de apoyo del cilindro y seleccionar correctamente el coeficiente de pandeo ( $\beta$ ).

En la siguiente tabla se encuentran los distintos tipos de apoyo:

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Unión con vástago articulada y guiado  Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie)  Cilindro fijado rigidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado  Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie)  Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

Figura 11.10: Tipo de fijación cilindro

En este caso nos encontramos ante el apoyo unión con vástago articulada y guiado, por lo que el coeficiente de pandeo será  $\beta=2$ . Obtenida la carrera del cilindro y el coeficiente de pandeo, se sustituyen los datos en la siguiente fórmula para obtener la longitud de pandeo:

$$Longitud_{pandeo} = Carrera_{cilindro} \cdot \beta = 455 \cdot 2 = 910 \text{ mm}$$

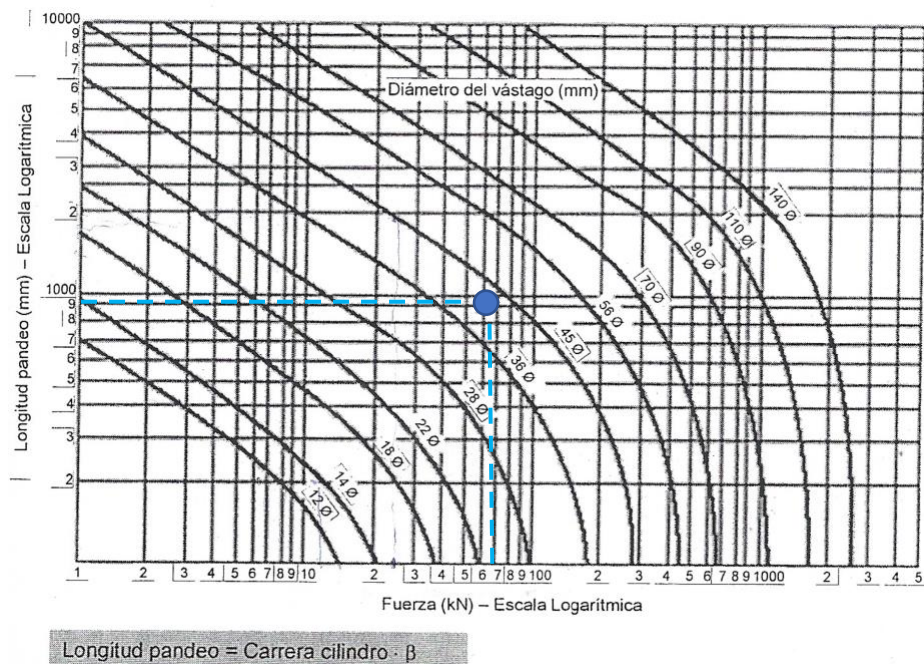


Figura 11.11: Gráfico pandeo

Entrando en el gráfico con la longitud de pandeo (eje y) y la fuerza del cilindro (eje x), se obtiene que el diámetro mínimo es 45 mm.

Fijando como diámetro mínimo necesario:

$$D_{vástago} = 45 \text{ mm}$$

El diámetro del vástago del cilindro escogido es de 70 mm, por lo que el dimensionamiento es correcto.

En este caso, el cilindro comercial tiene una carrera de 500 mm y la carrera necesaria es de 455 mm, por lo que se colocaran internamente unos topes en el cilindro adaptándonos así a la carrera necesaria. Esta solución adoptada evitará que se produzcan errores a la hora de manipular la plataforma.

## 12. Dimensionamiento brazo y cilindro de accionamiento

Para dimensionar el brazo será necesario establecer una nomenclatura de los ángulos del brazo y el cilindro.

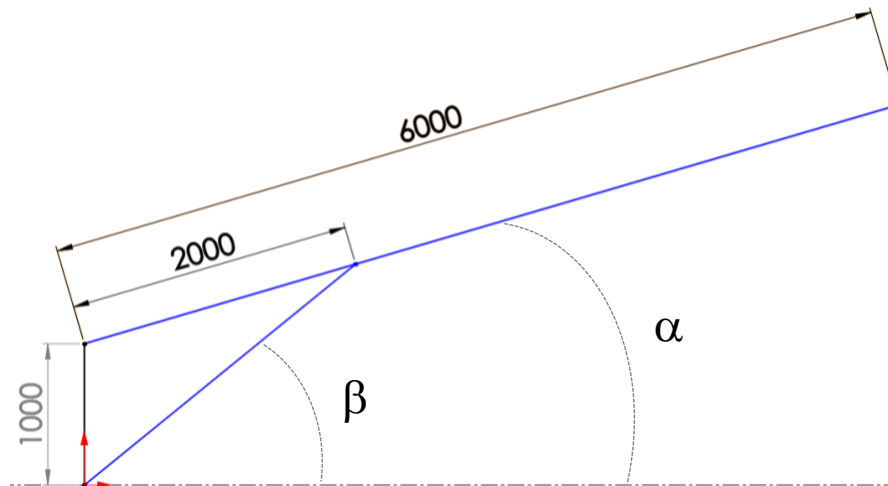


Figura 12.1: Nomenclatura ángulos brazo

Angulo alfa ( $\alpha$ ): corresponderá al ángulo que forma el brazo con la horizontal.

Angulo beta ( $\beta$ ): corresponderá al ángulo que forma el cilindro con la horizontal.

También será preciso conocer el peso total del cuadrilátero articulado y de la cesta de trabajo con los operarios y herramienta correspondiente. Para calcular este peso se ha utilizado el programa SolidWorks.

El peso total es:

$$P_{total} = 6464,8 \text{ N}$$

Una vez calculado el centro de masas, se puede calcular el momento total que ejercerá el conjunto sobre el brazo.

$$M_{total} = P_{total} \cdot Distancia_{centro \ de \ masa}$$

$$M_{total} = 12839072 \text{ Nmm}$$

## 12.1 Ecuaciones de equilibrio en el brazo

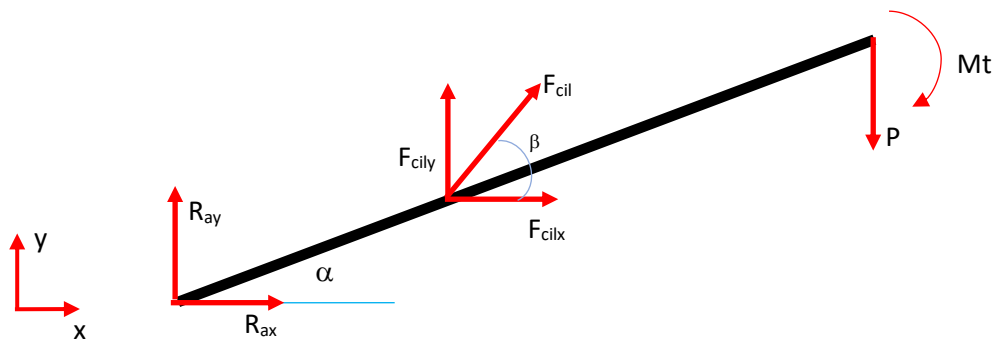


Figura 12.2: Reacciones en el brazo

Siendo  $F_{cilx} = F_{cil} \cdot \cos(\beta)$  y  $F_{cily} = F_{cil} \cdot \sin(\beta)$ , queda:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{ax} + F_{cil} \cdot \cos(\beta) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{ay} + F_{cil} \cdot \sin(\beta) - P = 0$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \sin(\beta) \cdot 2000 \cdot \cos(\alpha) - F_{cil} \cdot \cos(\beta) \cdot 2000 \cdot \sin(\alpha) - P \cdot 6000 \cdot \cos(\alpha) - M_t = 0$$

## 12.2 Proyecciones de las reacciones y diagramas de esfuerzo

Para el correcto dimensionamiento del brazo, se proyectarán las reacciones obtenidas. Se proyectarán las reacciones de los ejes cartesianos a los ejes locales del brazo.

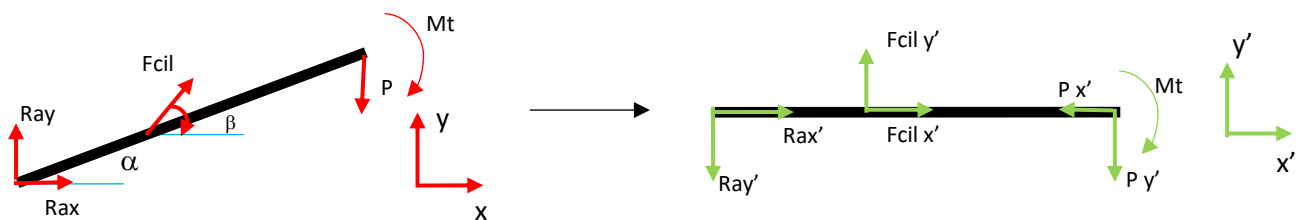


Figura 12.3: Proyecciones en ejes locales del brazo

En la figura 12.3, las flechas en rojo muestran las reacciones en los ejes de referencia absolutos y las flechas en verde corresponden a las reacciones de los ejes locales del brazo.

Se van a incluir las ecuaciones que se han utilizado para realizar las proyecciones de ejes absolutos a ejes locales.

- Punto A:

$$R_{ax'} = R_{ax} \cdot \cos(\alpha) + R_{ay} \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_{ay'} = -R_{ax} \cdot \sin(\alpha) + R_{ay} \cdot \cos(\alpha)$$

- Punto B:

$$F_{cil\ x'} = F_{cil} \cdot \cos(\beta - \alpha)$$

$$F_{cil\ y'} = F_{cil} \cdot \sin(\beta - \alpha)$$

- Punto C:

$$P_{x'} = -P \cdot \sin(\alpha)$$

$$P_{y'} = -P \cdot \cos(\alpha)$$

Los resultados de las proyecciones se han obtenido a partir de una hoja Excel, la cual se expone en el Anexo 1, apartado 11.3.

Obtenidas las proyecciones en los ejes locales, se han obtenido los diagramas de esfuerzo, cuyo procedimiento queda reflejado en el anexo 1, apartado 11.5

A continuación, se muestran los diagramas de esfuerzo, obtenidos a partir de los esfuerzos a los que esta sometidos la barra.

Axil:

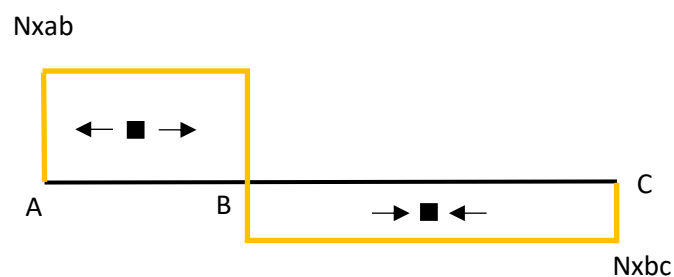
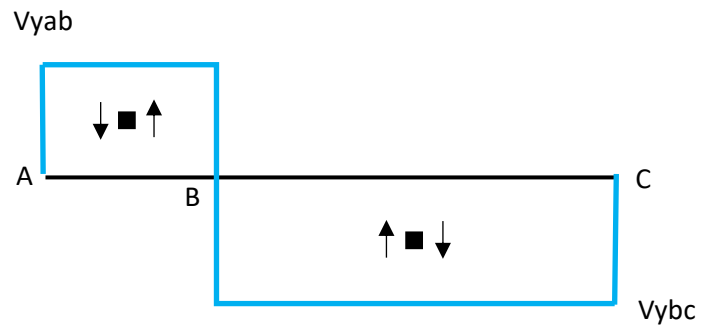


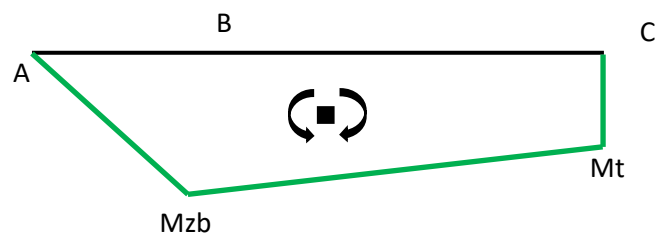
Figura 12.4: Diagrama de esfuerzo axial

Cortante:



*Figura 12.5: Diagrama de esfuerzo cortante*

Flector:



*Figura 12.6: Diagrama de esfuerzo flector*



## 12.3 Cálculo de los pasadores

En este apartado se calcularán los pasadores necesarios para el brazo situados en los puntos A, B y C.

Una vez obtenidos los resultados mediante el programa EES, se han trasladado a una hoja Excel donde se ha realizado el cálculo oportuno para obtener la reacción absoluta en cada punto.

$$R_{absoluta} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

Los resultados obtenidos de las reacciones de los pasadores para cada posición del cuadrilátero articulado, se muestran en el Anexo 1, apartado 11.4.1.

Se muestra un gráfico para ver como varían las reacciones en cada posición y así, determinar la reacción máxima. En el eje "X" se representa cada una de las posiciones y en el eje "Y" se representa el valor de la fuerza.

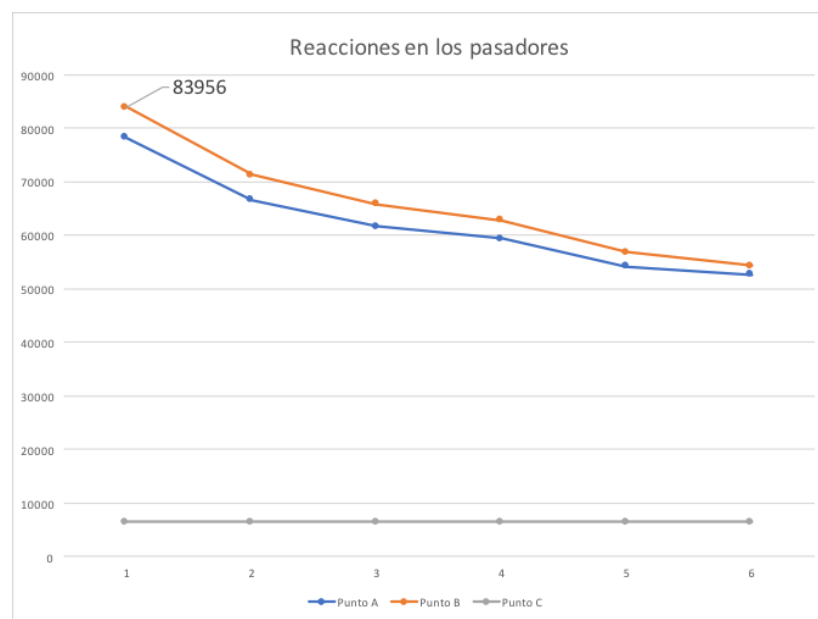


Figura 12.7: Gráfico reacciones en los pasadores

Para el cálculo de los pasadores, se tomará la situación más desfavorable. En este caso corresponde al punto B en la posición 1, cuyo punto corresponde con el punto de accionamiento del cilindro. El estudio contará con dos métodos:

- Cálculo por cortante directo, mediante el cual se obtendrá el diámetro del pasador.
- Cálculo por aplastamiento, mediante el cual se obtendrá el espesor mínimo o longitud de contacto entre el pasador y la barra.

El material escogido para los pasadores es el mismo que se utilizará para el dimensionamiento de las barras de la plataforma, acero SJ350R con un límite elástico de 350 MPa.

### 12.3.1 Cálculo por cortante directo

De la misma forma que con los pasadores del cuadrilátero articulado, se ha seleccionado la situación más crítica del pasador.

Se obtiene que el valor de la fuerza correspondiente es de:

$$F = 83956 \text{ N}$$

Para el tipo de pasadores necesarios, se va a tener en cuenta que están sometido a una doble cortadura, también se tendrá en cuenta que el área a cortadura será el área transversal del pasador.

Todos los cálculos necesarios para el cálculo por cortante directo se encuentran en el Anexo 1, apartado 11.4.2.

El resultado final obtenido es que se necesitará un pasador de un diámetro como mínimo:

$$d = 27,63 \text{ mm}$$

El resultado obtenido se aproximará a una medida comercial, la cual se ha buscado en la figura siguiente, extraída de un catálogo de perfiles comerciales.

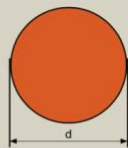
<p><b>Barras redondas de acero laminadas en caliente</b>  <small>Dimensiones: EN 10060: 2003  Tolerancias: EN 10060: 2003  Estado de la superficie: conforme a EN 10221: 1995, clase A</small></p> <p><b>Hot rolled round steel bars</b>  <small>Dimensiones: EN 10060: 2003  Tolerancias: EN 10060: 2003  Surface condition: according to EN 10221: 1995, class A</small></p> <p><b>Tondi laminati a caldo</b>  <small>Dimensioni: EN 10060: 2003  Tolleranze: EN 10060: 2003  Condizioni di superficie: conforme a EN 10221: 1995, classe A</small></p>						
Denominación Designation Designazione	G kg/m	Diámetro Diameter Diametro	A mm <sup>2</sup> x10 <sup>2</sup>	EN 10025-2: 2004	EN 10083: 2006	EN 10084: 2008
R 25	3,85	25	4,91	✓	✓	✓
R 26	4,17	26	5,31	✓	✓	✓
R 26.7*	4,40	26,7	5,60	✓	✓	✓
R 27*	4,49	27	5,73	✓	✓	✓
R 28*	4,83	28	6,16	✓	✓	✓
R 29*	5,19	29	6,61	✓	✓	✓
R 29.5*	5,37	29,5	6,83	✓	✓	✓
R 29.7*	5,44	29,7	6,93	✓	✓	✓
<b>R 30</b>	<b>5,55</b>	<b>30</b>	<b>7,07</b>	✓	✓	✓
R 31*	5,92	31	7,55	✓	✓	✓
R 32	6,31	32	8,04	✓	✓	✓

Figura 12.8: Catálogo barras redondas acero

El diámetro seleccionado es **D=30mm**.

### 12.3.2 Cálculo por aplastamiento

Una vez que está definido el diámetro de los pasadores, se procederá a calcular el espesor necesario que debe adoptar el brazo.

La mayor fuerza a la que está sometido el brazo es la propia fuerza del cilindro, por lo que será posible calcular el espesor necesario de las orejetas del cilindro y el espesor necesario del brazo.

Como resultado se obtiene:

- El espesor mínimo para las orejetas del cilindro será:

$$e = 20 \text{ mm}$$

Dividiendo este espesor entre dos, obtendremos el espesor mínimo necesario del brazo para que no falle por aplastamiento en la zona de los pasadores.

- Espesor mínimo del brazo será:

$$e = 10 \text{ mm}$$

Todos los cálculos referidos al cálculo por aplastamiento se encuentran en el Anexo 1, apartado 11.4.3.

### 12.4 Dimensionamiento brazo

Para el dimensionamiento del brazo se utilizará el criterio del cortante máximo, el cual se define de la siguiente forma:

$$Cs = \frac{\sigma f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$$

$$\sigma = \frac{N_x}{A} + \frac{Mf}{Wf}$$

Se obtendrá una ecuación con dos incógnitas, A y  $W_f$ , por lo que se realizará una aproximación para facilitar los cálculos.

En primer lugar, se supondrá:

$$\frac{N_x}{A} \ll \frac{M_f}{W_f}$$

Así, quedará la ecuación:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f}$$

Con la cual, una vez obtenida la tensión máxima admisible  $\tau_{max}$  y sustituyendo  $\tau_{max} = \frac{\sigma}{2}$ , se obtendrá  $W_z$  y se podrá elegir un perfil con el que se cumpla las características deseadas.

Una vez obtenido el perfil, se procederá a la comprobación del mismo. En este caso, se tendrá en cuenta el esfuerzo axil en el punto más crítico, cumpliéndose así:

$$\tau \leq \tau_{max}$$

El punto más crítico en el brazo es el punto B donde se encuentra el valor máximo del esfuerzo flector.

$$M_{maximo} = 38698000 \text{ Nmm}$$

Sustituyendo en las formulas, se obtiene finalmente el módulo de resistencia mínimo necesario:

$$W_f = 276,4 \text{ cm}^3$$

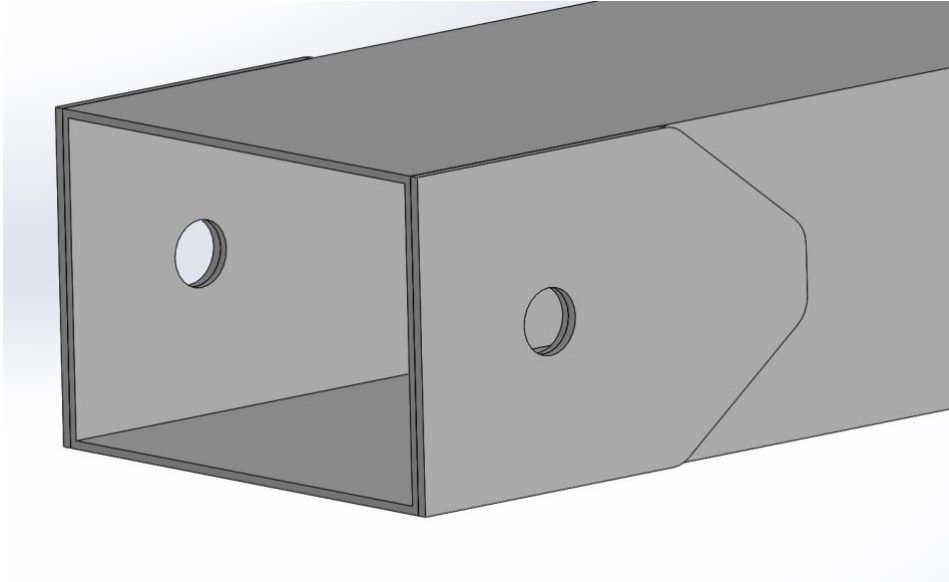
Se ha buscado en catálogos un perfil que cumpliera con el módulo de resistencia mínimo y que cumpliera con el espesor necesario calculado en el apartado 11.4 de este documento, el cual era de 10 mm.

Para mantener la estética y facilitar con las barras restantes de la plataforma elevadora, se evaluará escoger un perfil de 300 mm de ancho. A continuación, se muestra el perfil seleccionado del catálogo técnico de tubos estructurales del proveedor MANNISIPRE.

El perfil seleccionado será de **300x200 mm** con un módulo de flexión elástico de 336 cm<sup>3</sup>.

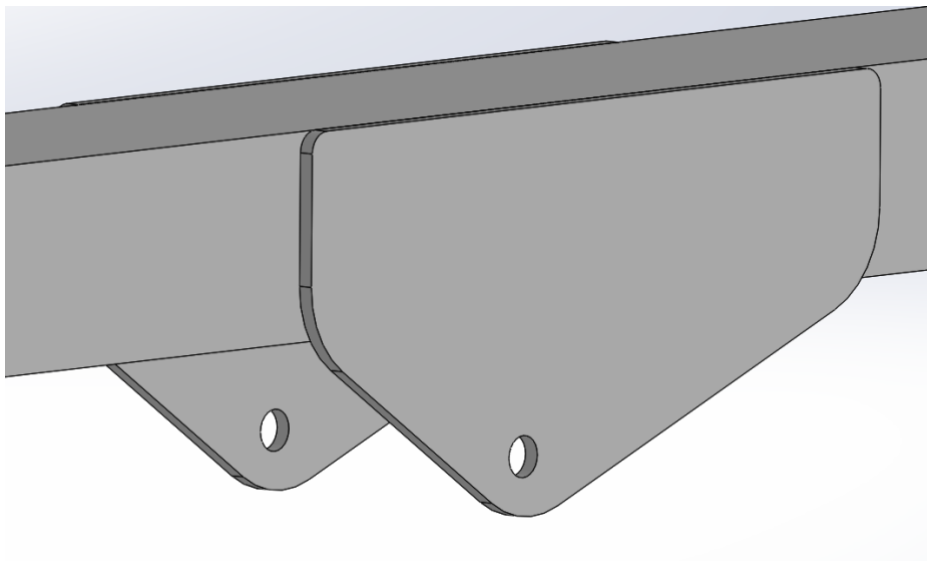
El perfil que se ha seleccionado no cumple con el espesor necesario calculado en el apartado 11.4 de este documento, el cual era 10mm. Se tomará como solución soldar unas chapas de 6mm en las zonas de los pasadores para que no se produzca fallo por aplastamiento.

A continuación, se muestra un modelo de las chapas a soldar:



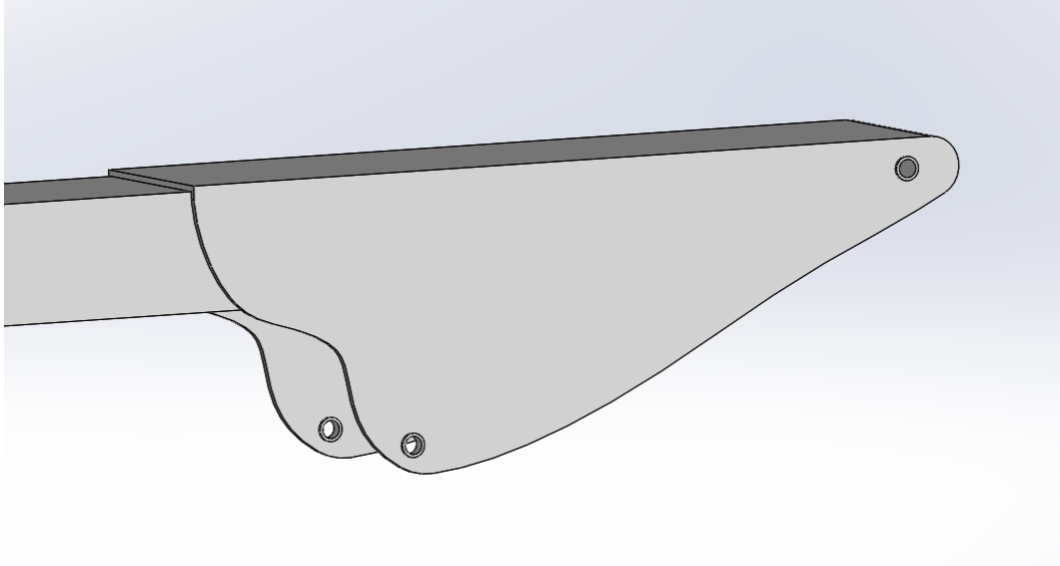
*Figura 12.9: Chapas en los puntos de los pasadores*

Cabe resaltar que la selección de un perfil rectangular hace que sea necesario la colocación de unas orejetas para la correcta colocación del cilindro ya que en un primer análisis se estableció que el punto de apoyo del cilindro se encontraba en el propio brazo y de esta forma no es posible colocar el cilindro en el mismo eje longitudinal al brazo.



*Figura 12.10: Orejetas para la colocación del cilindro*

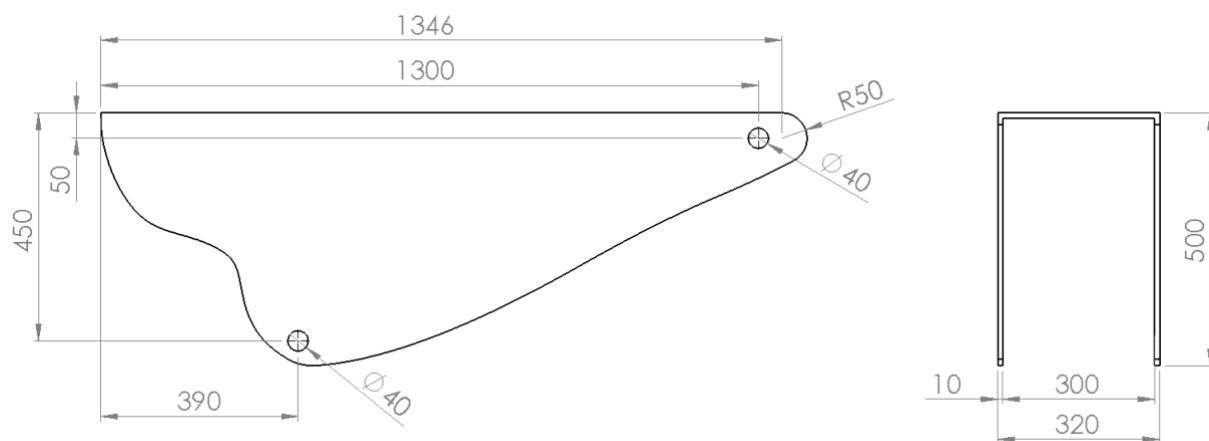
Se ha optado por la colocación de un acople para la placa. Esto facilitara el montaje y el giro de la placa, mejorando también la estética de la plataforma elevadora.



*Figura 12.11: Acople final brazo*

En el Anexo 1, apartado 11.6 se han realizado todos los cálculos detalladamente para dimensionar el brazo.

A continuación, se adjunta un croquis del acople final del brazo.



*Figura 12.12: Croquis acople final brazo*

## 12.5 Redimensionamiento del brazo

Al escoger un perfil rectangular, ha sido de necesidad colocar las orejetas mostradas anteriormente para el correcto anclaje del cilindro al brazo. El resultado de esta operación ha hecho que el cilindro no actúe de forma directa en el brazo como se estimó en los primeros cálculos. Estas orejetas han producido un desplazamiento del punto de accionamiento del cilindro, concretamente 230 mm por debajo del punto donde se estudió inicialmente, por lo que cambiarán los cálculos.

### 12.5.1 Diagramas de esfuerzos

Una vez realizados los cálculos oportunos, los cuales se pueden consultar en el apartado 12 del anexo 1, se obtienen los diagramas de esfuerzos correspondientes. Con los diagramas se procederá a comprobar si el perfil escogido inicialmente es válido en esta nueva situación.

- Axil:

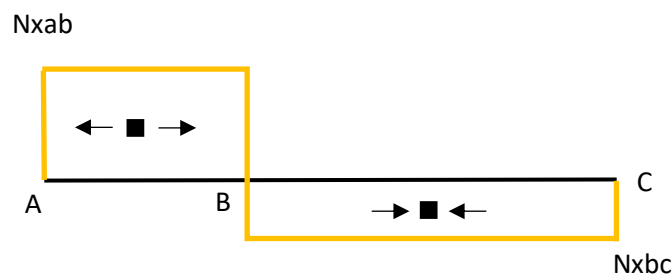


Figura 12.13: Diagrama de esfuerzo axil

- Cortante:

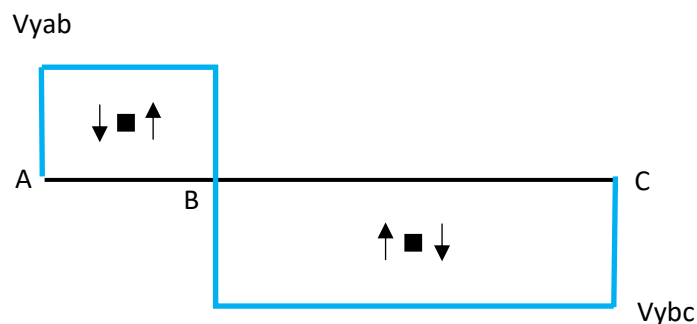


Figura 12.14: Diagrama de esfuerzo cortante

- Flector:

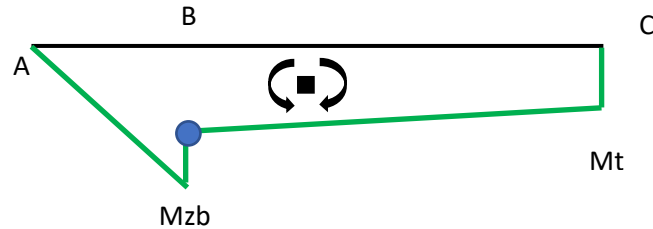


Figura 12.15: Diagrama de esfuerzo flector

- Sumatorio del momento puntal ejercido por la fuerza del cilindro  
 $M_{ZB} + M_{cil}$

A la vista del resultado de estos cálculos, se puede determinar que el momento puntual causado por el cilindro en su nueva posición no afecta de manera negativa en el dimensionamiento ya que este produce un momento de signo contrario al que se produce en ese punto causado por las fuerzas restantes. En el diagrama de esfuerzo flector se comprueba que el momento máximo, y por consecuencia el más desfavorable en el punto B, es el calculado en el estudio anterior, aunque su valor habrá cambiando. No obstante, el valor de los esfuerzos axil y cortante han cambiado por lo que será necesario hacer una última comprobación para determinar con firmeza el perfil escogido es válido. En el anexo 2, apartado 12.2 se pueden comprobar los cálculos realizados para este nuevo estudio.

Finalmente se obtiene una tensión máxima de 45,41 MPa, inferior a la tensión máxima admisible, por lo que el brazo queda perfectamente dimensionado.

### 12.5.2 Comprobación de los pasadores

Para el brazo se habían calculado unos pasadores de diámetro 30 mm, en este apartado se comprobará si estos pasadores son válidos para esta nueva situación. Para ello, se comprobará mediante el fallo por cortadura y por aplastamiento.

- Cortadura:

Mediante cortadura se obtiene una tensión máxima de  $\tau = 52,8 \text{ MPa}$ , inferior a la máxima admisible, por lo que el dimensionamiento por cortadura será válido.

- Aplastamiento:

Con el cálculo por aplastamiento, se obtuvo el espesor mínimo necesario del perfil. El espesor calculado inicialmente fue de 10 mm, por lo que se comprobará si con ese espesor y la nueva situación, el dimensionamiento es válido.

Por aplastamiento, se obtiene una tensión máxima de  $\tau_{max} = 62,2 \text{ MPa}$ , inferior a la máxima tensión admisible.



Finalmente, el dimensionamiento del pasador en esta nueva situación es válido ya que cumple con el cálculo por cortadura y por aplastamiento.

## 12.6 Cálculo del cilindro de accionamiento

En este apartado se escogerá el cilindro de accionamiento necesario para el brazo. Para ello, en primer lugar, es necesario calcular la carrera del cilindro, conocer la fuerza máxima a la que estará sometido dicho cilindro y establecer una presión de trabajo. La fuerza máxima que debe ejercer el cilindro se ha calculado en el apartado 12.3.

$$F_{\text{maxima cilindro}} = 74632 \text{ N}$$

La carrera del cilindro se define de la siguiente forma:

$$Carrera_{\text{cilindro}} = Longitud_{\text{máxima}} - Longitud_{\text{mínima}} = 2797 - 1976 = 821 \text{ mm}$$

$$Carrera_{\text{cilindro}} = 821 \text{ mm}$$

### 12.6.1 Dimensionamiento del pistón

Conociendo la fuerza máxima que ejerce el cilindro y la presión fijada, se puede calcular el diámetro del pistón necesario mediante la siguiente ecuación de fuerza de avance:

$$F_a [N] = \frac{p [\text{bar}] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{mm}^2]}{9,81 [\text{bar/MPa}]}$$

Sustituyendo se obtiene que el diámetro necesario es de 74 mm. Se ha seleccionado un cilindro con un pistón de 90 mm. La selección de este pistón es porque se ha tenido en cuenta la distancia entre extremos y este cilindro seleccionado es el que se acerca más a las necesidades de nuestro estudio, aunque será necesario realizar alguna modificación que se explicarán en el siguiente apartado.

### 12.6.2 Dimensionamiento del vástago

Una vez calculado el diámetro del pistón, será necesario comprobar que el vástago del cilindro seleccionado es válido.

El vástago empuja el elemento que quiere mover y cabe la posibilidad de que este falle a pandeo ya que se encuentra sometidos a esfuerzos de compresión, por lo que el dimensionamiento del vástago se realizara estudiando el posible fallo a pandeo.

Sera necesario establecer un tipo de apoyo:

Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Unión con vástago articulada y guiado  Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia ó rigidamente en parte posterior		1.5
Unión con vástago rígida, pero no guiado (simplemente apoyado en superficie)  Cilindro fijado rigidamente		2.0
Unión con vástago articulada y guiado  Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior		2.0
Unión con vástago articulada pero no guiado (simplemente apoyado en superficie)  Cilindro fijado mediante articulación en parte intermedia		3.0

Figura 12.16: Tipo de fijación cilindro

En este caso nos encontramos ante el apoyo unión con vástago articulada y guiado, por lo que el coeficiente de pandeo será  $\beta=2$ .

La carrera del cilindro comercial es de 900 mm, pero el cilindro que se precisa debe tener una carrera de 821 mm por lo que se colocaran unos topes internos para que la carrera disminuya a la necesaria. La longitud entre extremos del cilindro comercial en la posición replegado es de 1118 mm y la longitud mínima necesaria para nuestro estudio es de 1976 mm, la solución adoptada es alargar el vástago hasta la longitud deseada, en este caso habrá que alargarlo 858 mm.

$$Longitud_{vástago} = Carrera + alargamiento vástago = 821 + 858 = 1679 \text{ mm}$$

Finalmente queda un vástago de 1679 mm de longitud. Para el cálculo de pandeo se tomará esta longitud manteniendo el coeficiente 2, así el cálculo será más favorable.

Se sustituyen los datos en la siguiente fórmula para obtener la longitud de pandeo:

$$Longitud_{pandeo} = Longitud_{vástago} \cdot \beta = 1679 \cdot 2 = 3358 \text{ mm}$$

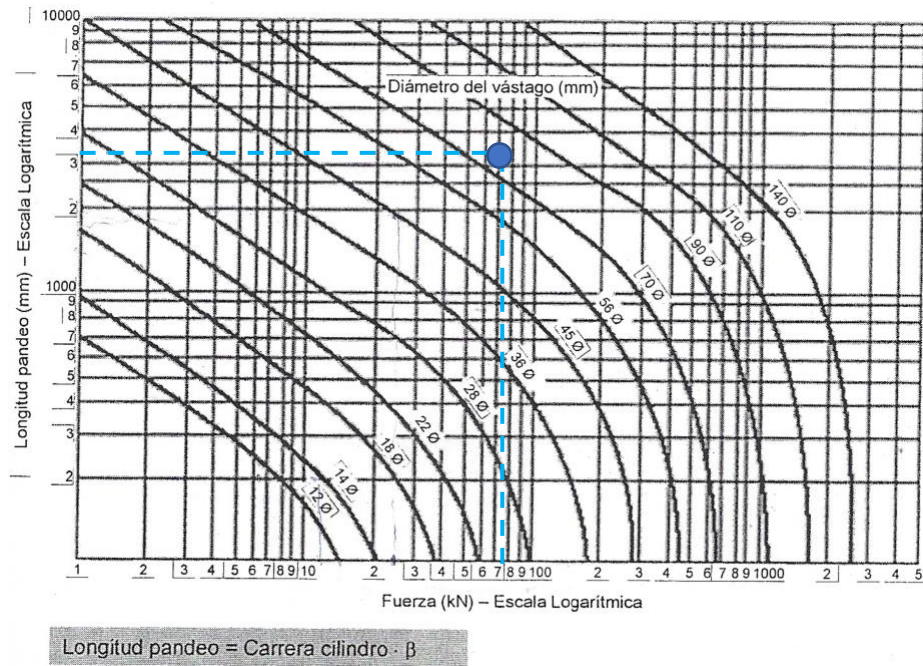


Figura 12.17: Gráfico pandeo

Entrando en el gráfico con la longitud de pandeo (eje y) y la fuerza del cilindro (eje x), se obtiene que el diámetro mínimo es 90 mm.

Fijando como diámetro mínimo necesario:

$$D_{\text{vástago}} = 90 \text{ mm}$$

El vástago seleccionado es de 90 mm por lo que el dimensionamiento del cilindro queda completamente definido.

## 13. Análisis mediante elementos finitos en SolidWorks

Finalmente, se procederá a realizar un análisis mediante elementos finitos con el programa SolidWorks. Mediante este análisis se podrá verificar si los cálculos analíticos realizados son válidos.

### 13.1 Análisis plataforma elevadora

Se realizará un estudio de la plataforma elevadora completa en varias posiciones. En el estudio se analizarán los desplazamientos y la distribución de tensiones.

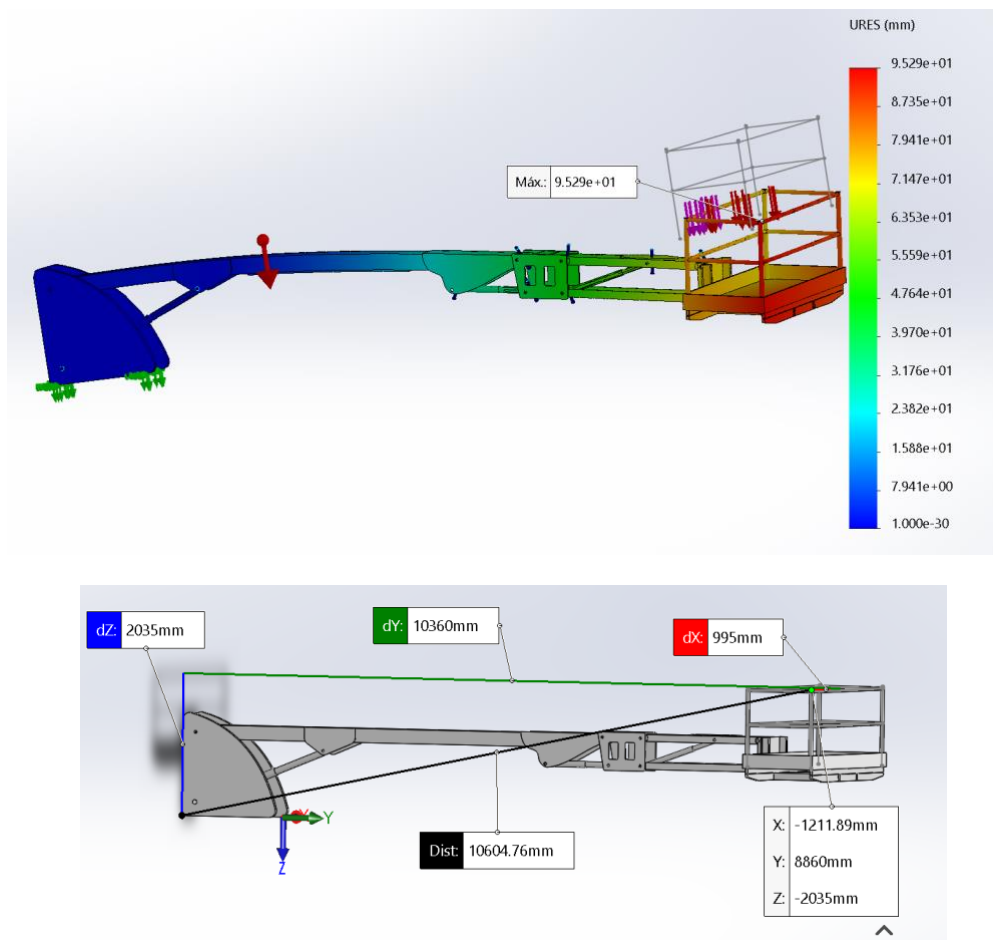
En primer lugar, se considera que la posición más desfavorable es cuando la plataforma se encuentra completamente horizontal.

Se establecerá un límite de desplazamiento, el cual tendrá que cumplir la siguiente relación:

$$d \leq \frac{L}{125}$$

Siendo “L” la longitud entre el punto inferior de la plataforma y el punto donde se encuentra el mayor desplazamiento.

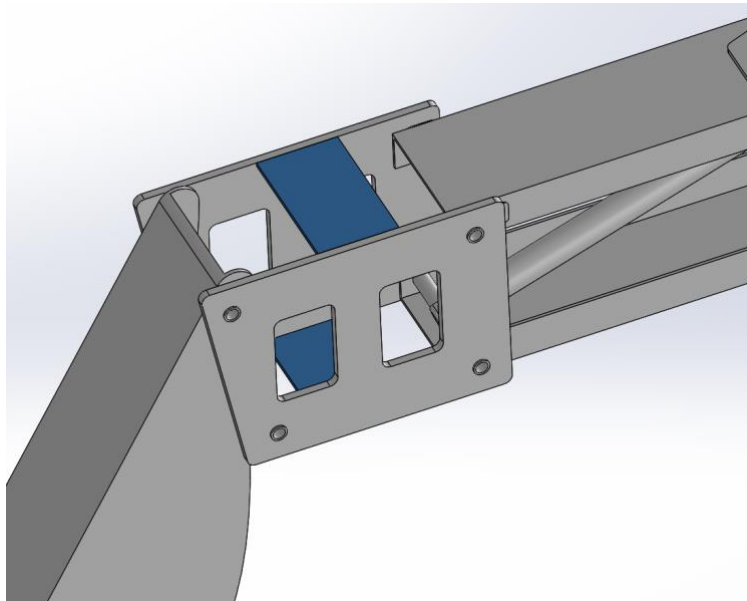
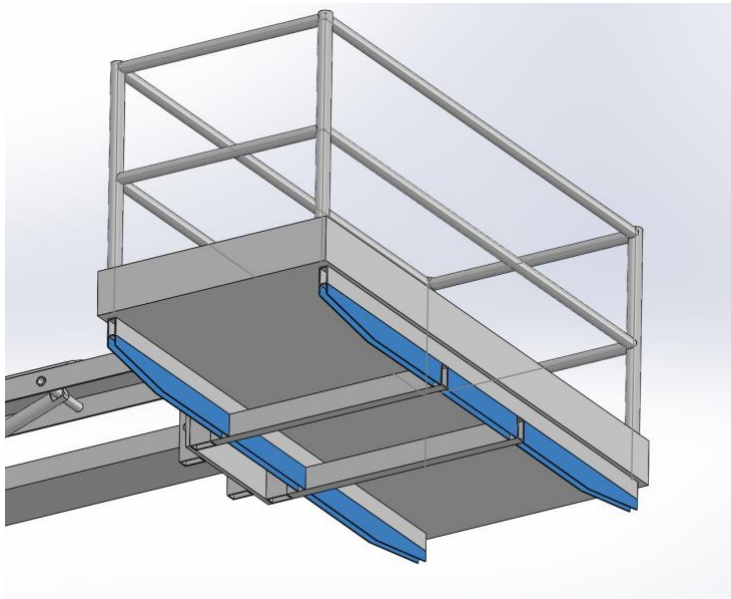
#### - Desplazamientos:

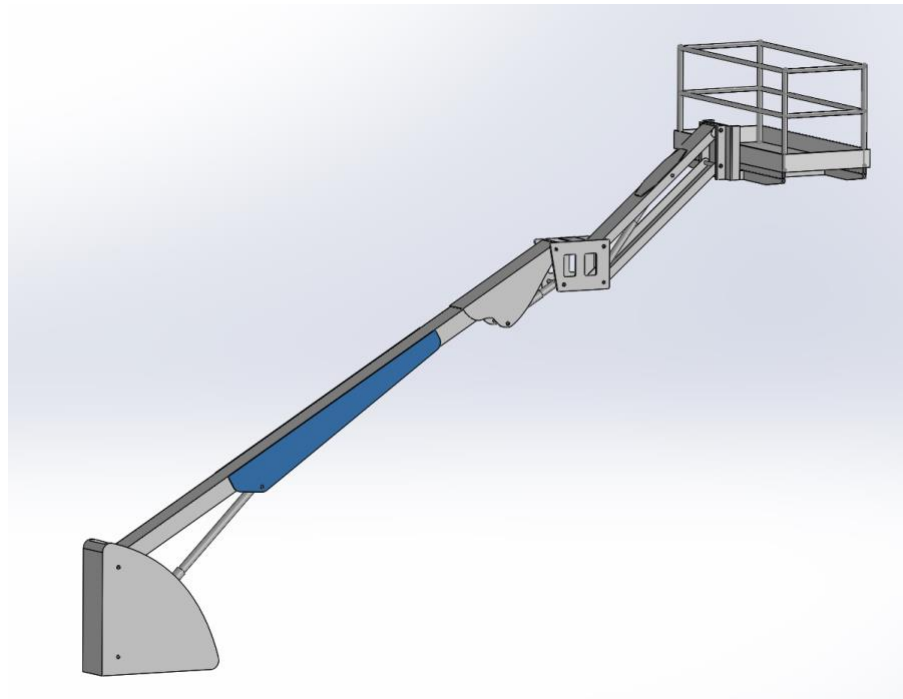


Conocida la distancia entre puntos y sustituyendo, se obtiene:

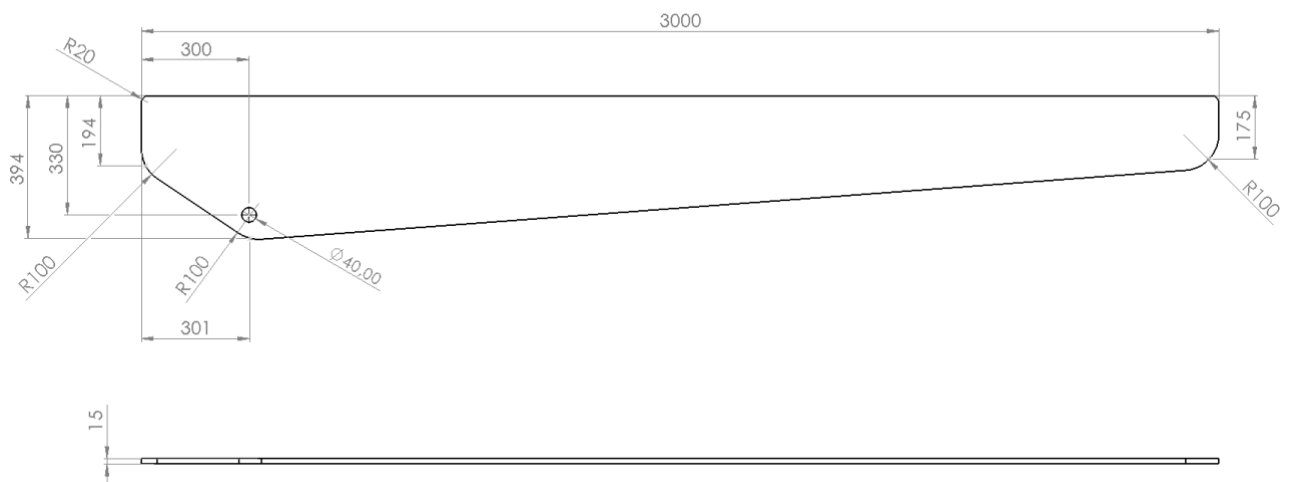
$$d = \frac{10604}{125} = 84,83 \text{ mm}$$

Es decir, el desplazamiento máximo debería ser de 84,83 mm y en este caso el resultado es de 95 mm por lo que no cumple con la relación impuesta. Para ello, se realizarán unas modificaciones para rigidizar el soporte de la cesta y el brazo. Las modificaciones se adjuntan a continuación:



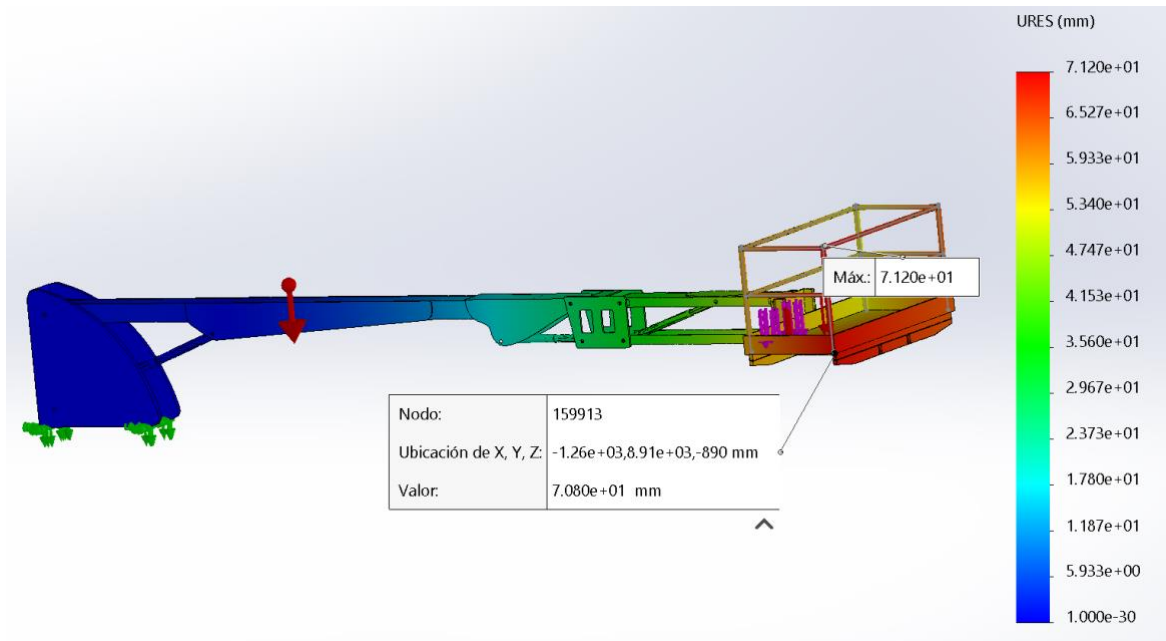


A continuación, se muestra un croquis de la orejeta donde va apoyado el cilindro principal del brazo.



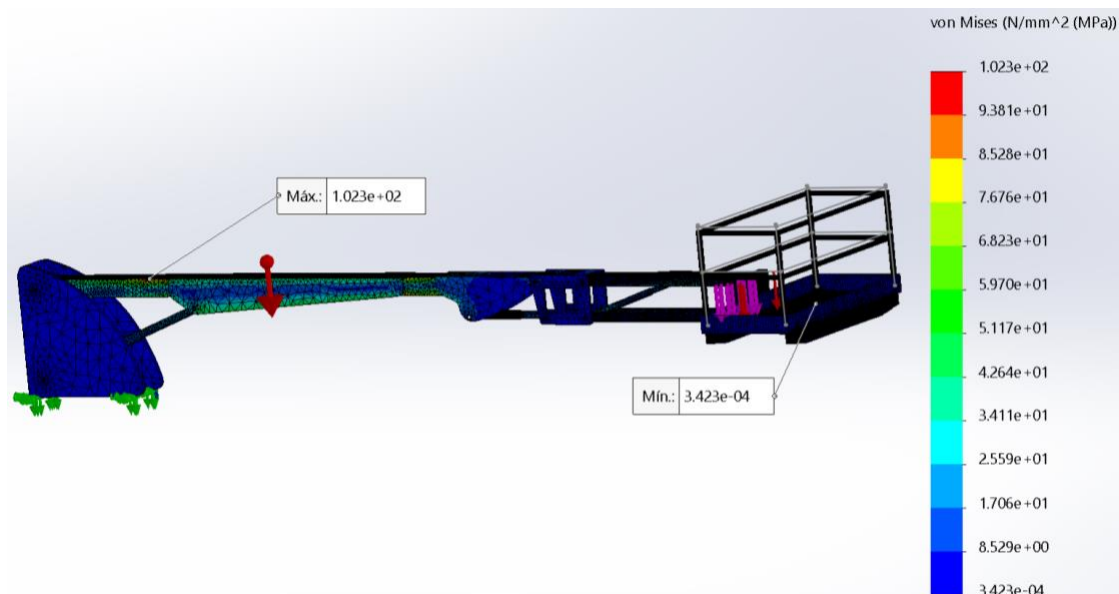
Una vez realizadas dichas modificaciones, se simula de nuevo:

- Desplazamientos:



El desplazamiento una vez realizadas las mejoras es de 71 mm por lo que estamos dentro del límite impuesto.

- Distribución de tensiones:



La tensión máxima obtenida es de 102 MPa, inferior a la tensión máxima admisible. El dimensionamiento es válido.

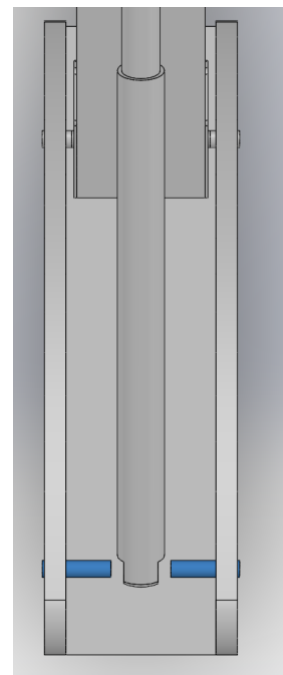
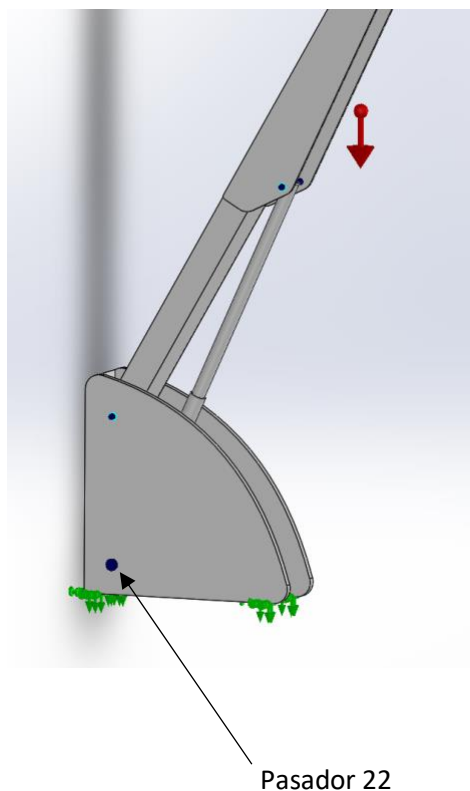


No obstante, se han calculado distintas posiciones, en las cuales se cumple la relación de desplazamiento y las tensiones son inferiores a la tensión máxima admisible. Todas las posiciones quedan reflejadas en el anexo 3, apartado 2.

### 13.2 Análisis pasadores

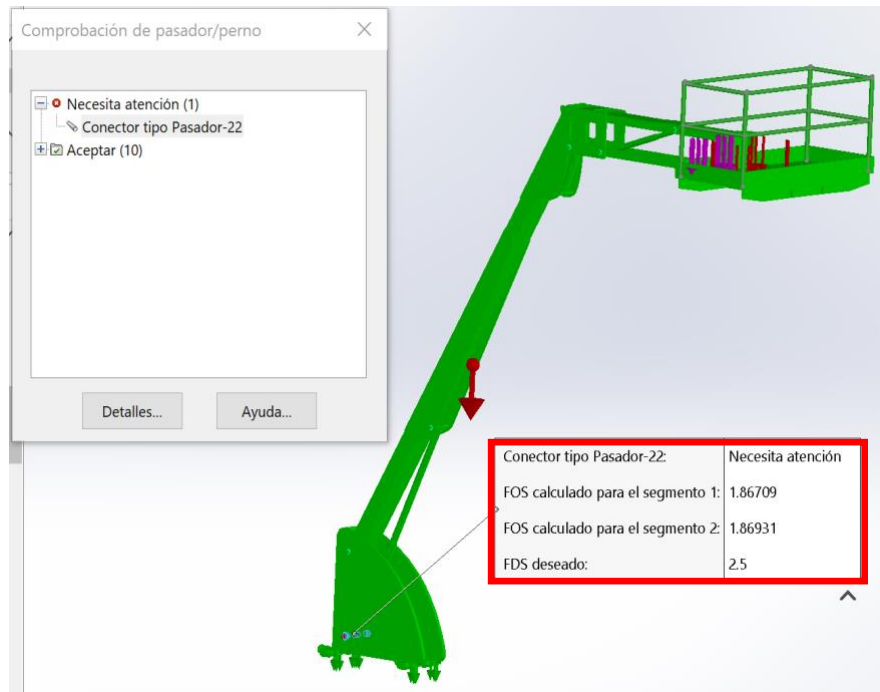
En este apartado se ha verificado si los pasadores calculados son válidos. En un primer estudio se han obtenido varios pasadores fallidos ya que no superaban el factor de seguridad impuesto, en este caso 2,5, especialmente el pasador 22 el cual no llega a la unidad del factor de seguridad.

Una primera modificación ha sido aumentar el diámetro de todos los pasadores de 30mm a 40mm y realizar unos refuerzos en el pasador más crítico. A continuación, se muestra una imagen del pasador más crítico y del refuerzo realizado:

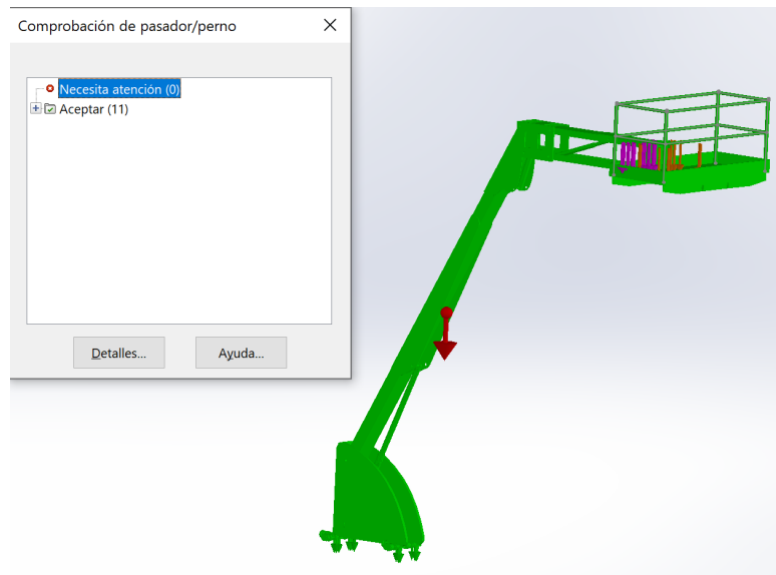




Se ha simulado de nuevo y el resultado obtenido es el siguiente:



Ahora solo se produce fallo en el pasador más crítico por lo que será necesario realizar una segunda mejora, aumentar el diámetro de este pasador a 60mm.



Finalmente, se obtiene que todos los pasadores son válidos. En el anexo 3, apartado 2.2 se muestran todos los cálculos realizados en distintas posiciones para validar los pasadores.

## 14. Conclusión

El objeto de este proyecto ha sido establecer el diseño y el cálculo de una plataforma elevadora mediante cálculos analíticos y posteriormente su modelización y verificación mediante el programa SolidWorks.

Para la realización de este proyecto ha sido necesario aplicar y poner en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo del grado, así como el trabajo autónomo y la capacidad de estructuración del trabajo. Para poder conseguir los objetivos propuestos ha sido necesario ser consciente de la metodología de diseño óptima para acercarse a la realidad.

La realización de este trabajo me ha permitido conocer y aprender de primera mano programas muy útiles en el ámbito de la ingeniería, además de aprender a ser autosuficiente y enfrentarme a la toma de decisiones en determinadas situaciones.

Puntos clave para lograr los objetivos de manera eficiente:

- Importancia de la búsqueda de información.
- Establecer unos factores iniciales de diseño, estudiando posibles errores y localizando la situación más desfavorable para un diseño correcto.
- Los cálculos analíticos deben ser revisados al detalle, teniendo en cuenta cualquier simplificación.
- La simulación y posterior comprobación, será clave para verificar que el dimensionamiento será correcto.

A la vista de los resultados de la simulación, se puede afirmar que el estudio de una plataforma elevadora no es trivial ya que hay muchos aspectos que en los cálculos analíticos no se han tenido en cuenta. Se deberían tener en cuenta un contacto real entre piezas, concentradores de tensiones o incluso ráfagas de viento que puedan darse a la hora de manipular la plataforma. Todo ello hace que los resultados en la simulación varíen respecto de los cálculos analíticos.

Desde un enfoque personal, considero que se han abordado todos los objetivos propuestos en este trabajo. Una vez realizado este primer dimensionamiento de la plataforma se podrían realizar mejoras en cuanto a los materiales o teniendo en cuenta más factores en el estudio como la posible fatiga, vuelco o incluso el sistema eléctrico para que la plataforma funcione adecuadamente.

## 15. Bibliografía

### Enlaces Web consultadas:

- Catálogo cilindros hidráulicos BASTIMEC Hydraulics:  
<https://www.bastimec.com/catalogo2013.pdf>
- Catálogo general innovaciones hidráulicas S.A:  
[https://www.innovacioneshidraulicas.com/files/catalogo\\_inol.pdf](https://www.innovacioneshidraulicas.com/files/catalogo_inol.pdf)
- “SNORKEL LIFTS”:  
<https://www.snorkellifts.com/equipment/category/Boom-Lifts>
- Catálogo grupo hierros Alfonso:  
[https://www.grupohierrosalfonso.com/sites/default/files/catalogo/tubos\\_estructurales\\_0.pdf](https://www.grupohierrosalfonso.com/sites/default/files/catalogo/tubos_estructurales_0.pdf)
- Catálogo tubo estructura “CONDESA”:  
[http://www.condesa.com/pdf/es/TUBO\\_ESTRUCTURAL\\_CASTV3.pdf](http://www.condesa.com/pdf/es/TUBO_ESTRUCTURAL_CASTV3.pdf)
- Catálogo “HIERROS LEITZA”:  
[http://www.hierrosleitza.com/upload/secciones-publicas/perfil-u-laminado-en-frio\\_original.pdf](http://www.hierrosleitza.com/upload/secciones-publicas/perfil-u-laminado-en-frio_original.pdf)

### Libros consultados:

- J.A.Blasco, P.C.Martinez, H.M.Litago. (2015-2016). Área de ingeniería mecánica. Criterio de diseño de máquinas.
- Timoshenko Resistencia de materiales. James M.Gere. 5ª Edición. Thomson.
- Norma UNE-EN 280:2014+A1:2016 ( <http://roble.unizar.es> )
- Teoría de estructuras y construcciones industriales. Dpto. de Ingeniería Mecánica EINA
- Transportadores y elevadores. Antonio Miravete, Emilio Larrodé. 1ª Edición. Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza.